Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Área de Ingeniería Térmica

INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO DE FIN DE CARRERA

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR PARA ACS Y CLIMATIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES UBICADAS EN LEGANÉS

AUTOR: ALBERTO MANZANO RINCÓN

TUTOR: MARÍA CARMEN RODRÍGUEZ HIDALGO

SEPTIEMBRE 2009

ÍNDICE

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES Y TABLAS

1. INTRODUCCIÓN

1.1. MOTIVACIÓN PERSONAL

Desde el inicio de sus estudios universitarios, al alumno autor del presente proyecto le han venido interesando las constantes informaciones referentes a la problemática que se deriva de la contaminación generada por el uso de combustibles fósiles para la obtención de la energía, elemento este imprescindible para el desarrollo de la humanidad, así como a las diferentes actuaciones que, para paliar la mencionada problemática, se están llevando a cabo, tanto a nivel global, con iniciativas como el Protocolo de Kioto, como a nivel territorial, por las distintas administraciones de cada país, promulgando normativas sobre aspectos que directa o indirectamente pueden contribuir a reducir la contaminación procedente del uso de los mencionados combustibles, como es el caso del Código Técnico de Edificación(CTE), dictado por el Ministerio de la Vivienda con el propósito de lograr unos edificios más eficientes desde una perspectiva medioambiental.

En congruencia con lo expuesto en el párrafo anterior, paralelamente también se ha interesado por las posibilidades que ofrece las modernas tecnologías, en orden a la generación de energía limpia mediante el uso de fuentes alternativas de producción.

Esta actitud personal en relación con la problemática de contaminación, la posibilidad de contribuir a buscar soluciones a la misma mediante la utilización de las nuevas posibilidades que ofrece la ciencia y la tecnología, y, teniendo en cuenta que España, según los balances de EPIA (European PhotoVoltaic Industry Association) y DBK (Empresa española especializada en la elaboración de estudios y análisis empresariales), es líder mundial en energía solar (FUENTE: http://www.energias-renovables.com/PAGINAS/Contenidosecciones.asp?ID=14&Cod=16636&Tipo=&Nombre=Noticias), se sigue dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles, decidió al autor del proyecto a enfocar sus estudios hacia aspectos de la ingeniería relacionados con esta materia.

Por consiguiente, el interés por profundizar en dichas cuestiones constituye la principal causa y motivación personal para la elección del tema objeto del proyecto fin de carrera, en el que pretende plasmar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera.

1.2. OBJETIVO

El objetivo del presente Proyecto Fin de Carrera es poner de manifiesto las ventajas y beneficios que supone el uso de la tecnología solar existente para aplicaciones domésticas, en especial de agua caliente sanitaria (ACS), a la vista de la legislación actual, la viabilidad económica y el impacto medioambiental.

Así el fin de la instalación que se pretende diseñar será cubrir la demanda de ACS, y, además conseguir en las zonas comunes de las viviendas la climatización en verano y la calefacción en invierno, combinando elementos de tecnología solar y convencional.

Uno de los aspectos importantes tenidos en cuenta a la hora de abordar el proyecto es el económico, en cuanto que la amortización de sus costes, en base a los ahorros que conlleva, debe resultar atractiva de cara al consumidor.

1.3. METODOLOGÍA

En la elaboración del Proyecto se ha seguido una metodología basada en el desarrollo de las diferentes fases que se relacionan a continuación:

1ª Fase: Obtención de datos meteorológicos relativos a temperatura del aire, humedad relativa, velocidad y dirección del viento, radiación sobre el plano inclinado, etc., del lugar donde se ubicaran los edificios en que se desarrollará el proyecto.

2ª Fase: Definición y análisis de las características de los edificios, a fin de determinar los requerimientos exigidos por los mismos y demanda de ACS del conjunto de viviendas.

3ª Fase: Calculo de las cargas térmicas de los edificios y de las pérdidas en los colectores por el efecto del viento, radiación solar, etc.

4ª Fase: A la vista de los datos obtenidos en la Fase 1,2 y 3, determinación del número óptimo de colectores, a través de los balances de energía y masa, y así calcular la cobertura solar anual.

5ª Fase: Dimensionamiento del tanque de acumulación de agua, de la potencia necesaria de las bombas para superar las pérdidas de carga de la instalación y del resto de componentes.

6ª Fase: Estudio de impacto medioambiental y cálculo de la amortización de la instalación.

2. DATOS METEOROLÓGICOS

2.1.1. ESTUDIO ESTADÍSTICO DE LOS DATOS METEOROLÓGICOS

Inicialmente, un aspecto básico del trabajo es el conocimiento de los datos de aquellas variables meteorológicas, que se dan en los diferentes meses del año, en el lugar de ubicación de las construcciones objeto de desarrollo del Proyecto, pues los mismos resultan imprescindibles en cuanto condicionan todos los demás parámetros de la instalación a proyectar.

A estos efectos, se ha de señalar que, los datos en cuestión, han sido tomados de los registros de la estación meteorológica, se halla situada en el edificio Betancourt de la Universidad Carlos III, en Leganés, localidad en que también se ubican las construcciones objeto del proyecto,

En esta estación se hallan registrados, los datos de aquellas variables que para la realización del proyecto se consideran necesarios y que son:

1) Temperatura aire seco
2) Velocidad del viento
3) Humedad relativa
4) Dirección del viento
5) Radiación sobre el plano horizontal

En cuanto al periodo temporal de los datos utilizados han sido los registrados durante los años 2005, 2006, 2007 y 2008, de las mediciones realizadas cada 10 minutos en la referida estación meteorológica. Es decir, las 144 mediciones diarias realizadas en las 24 horas de cada día. Para su tratamiento, conforme a las exigencias

del presente proyecto, fue preciso traspasarlos a una hoja de Microsoft Excel, desde los ficheros ".txt" en que se hallaban.

Partiendo del hecho de que los datos de las variables indicadas presentan distintos valores en función del momento del año en que se tomaron, se procedido a llevar a cabo las operaciones que más adelante se indican, con el fin de obtener unos parámetros medios más homogéneos. Así:

Con respecto a las tres primeras variables se ha calculado la media de los grados de temperatura, de los m/s del viento y del porcentaje de humedad respectivamente, de cada uno de los meses. Para ello, tomamos la totalidad de los datos de cada variable en cada uno de los meses, y, promediando cada uno de los 144 intervalos de 10 minutos que hay diariamente, obtuvimos un día "tipo" para cada mes del año.

Con respecto a la radiación sobre el plano horizontal, la forma de proceder es similar a la anterior, excepto por el hecho de que, debido al movimiento de la Tierra, solo tenemos radiación solar en una franja del día.

Con respecto a la dirección del viento, el cálculo es algo más complicado puesto que es un dato cualitativo.

Los datos capturados por la estación meteorológica están medidos en grados y esto imposibilita la opción de promediarlos.

Para analizarlos debemos recurrir a la función *CONTAR* de Microsoft Excel. Gracias a ella, la forma de evaluarlos será creando contadores acumulativos, de modo que, en cada uno de los intervalos de 10 minutos, se incremente en una unidad el contador cuya franja circular, sea la correspondida por la dirección del viento en ese instante. Para las posibles orientaciones tomamos los puntos cardinales: Norte, Sur, Este y Oeste.

2.1.2. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTADÍSTICO

Los resultados obtenidos son muy parecidos a los datos proporcionados por CENSOLAR, lo que nos sirve de referencia para comprobar que son correctos.

1) TEMPERATURA DEL AIRE SECO

Tabla 2.1: Temperaturas medias mensuales

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
T(ºC)	6,9	7,7	10,6	14,3	16,8	23,7	26,4	23,2	21,0	16,2	9,4	7,0

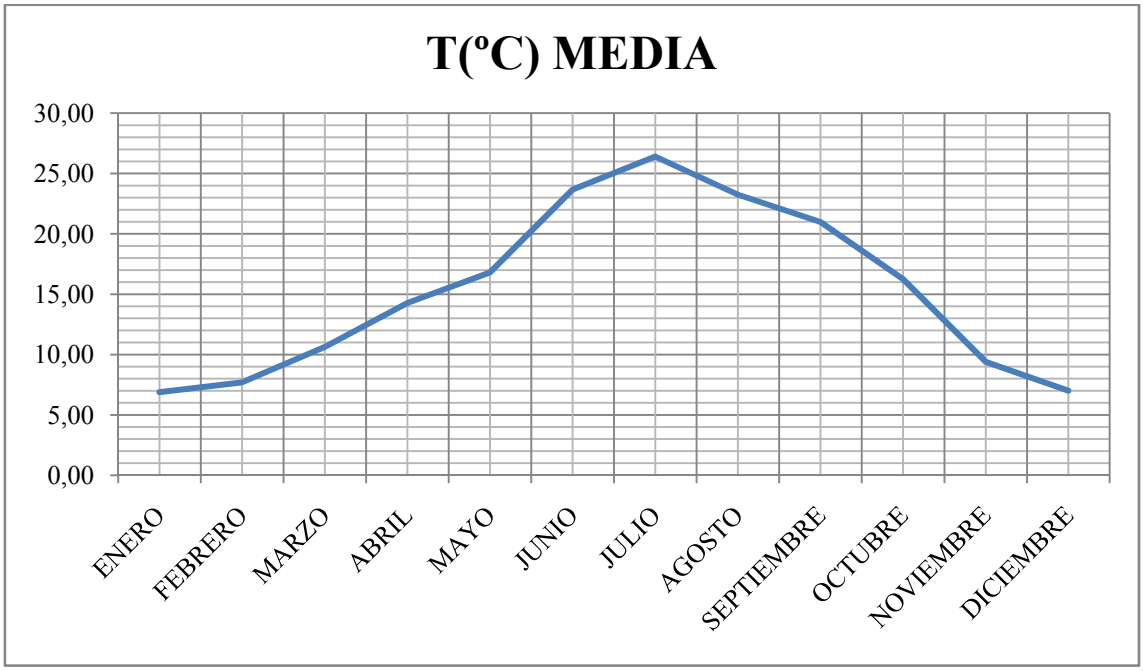


Ilustración 2.1: Variación de la temperatura media a lo largo del año

2) VELOCIDAD DEL VIENTO

Tabla 2.2: Velocidades del viento medias mensuales

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
v(m/s)	1,84	2,29	2,65	2,51	2,25	2,44	2,32	2,23	2,15	2,18	1,86	1,93

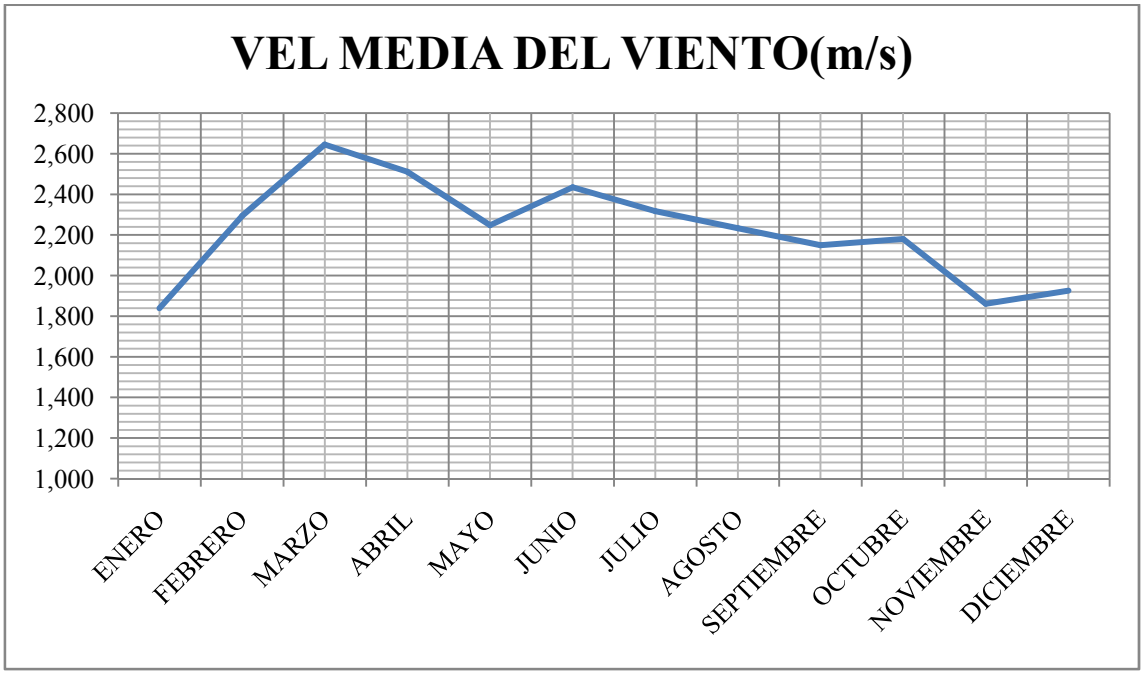


Ilustración 2.2: Variación de la Velocidad del viento media a lo largo del año

3) HUMEDAD RELATIVA

Tabla 2.3: Humedades medias mensuales

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
HR (%)	69,5	67,1	51,2	56,3	52,7	38,6	30,4	31,6	45,3	60,2	66,3	69,7

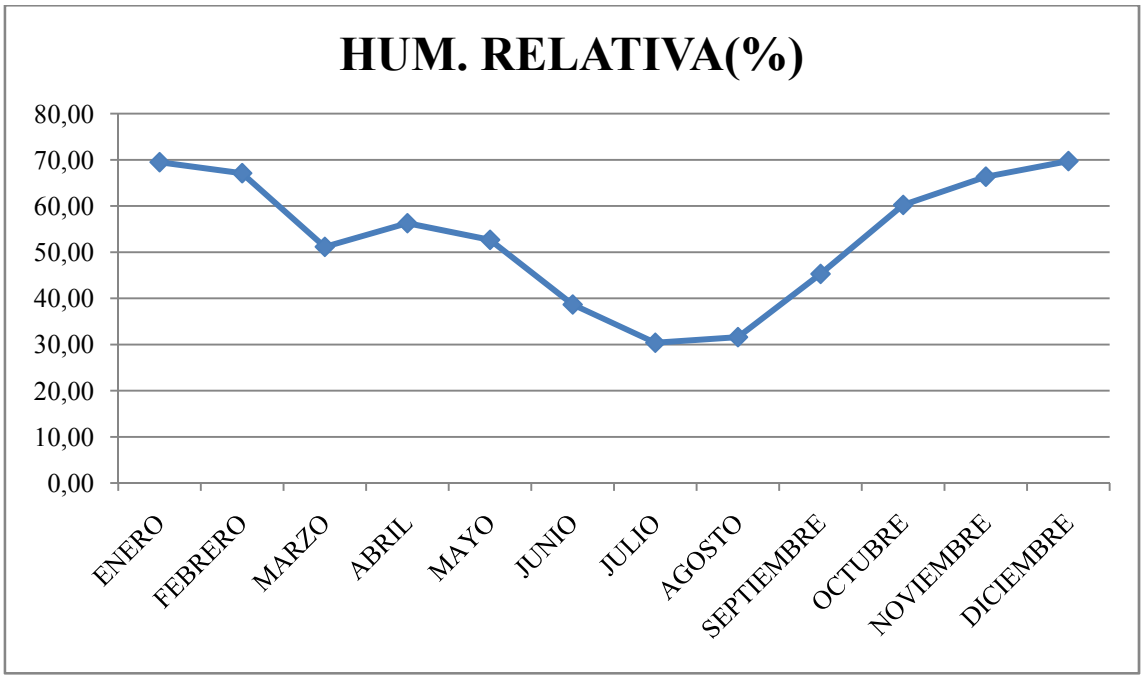


Ilustración 2.3: Variación de la Humedad Relativa a lo largo del año

4) DIRECCIÓN DEL VIENTO

Con la ayuda de Excel, comprobamos que el viento sopla mayoritariamente en la dirección noroeste:

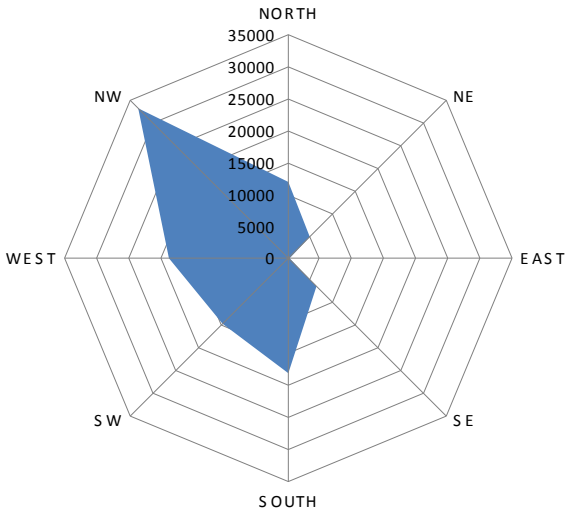


Ilustración 2.4: Dirección del viento media anual

5) RADIACIÓN SOBRE EL PLANO HORIZONTAL

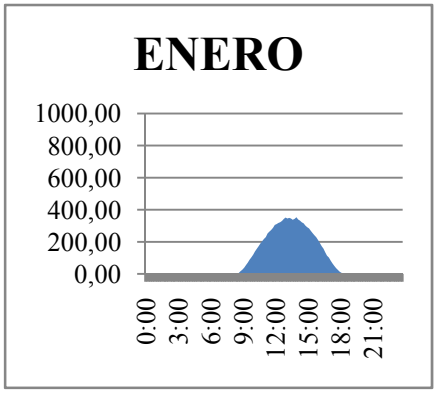


Ilustración 2.5: Radiación media a lo largo de un día de Enero

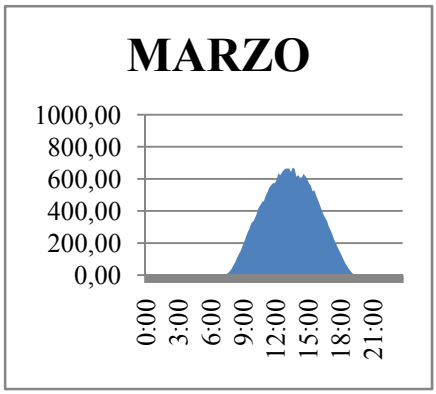


Ilustración 2.6: Radiación media a lo largo de un día de Marzo

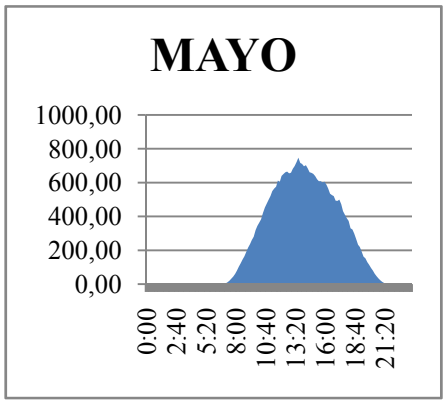


Ilustración 2.7: Radiación media a lo largo de un día de Mayo

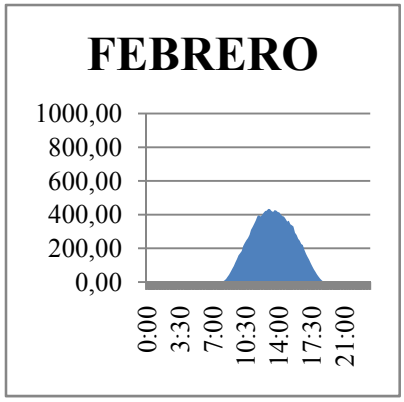


Ilustración 2.8: Radiación media a lo largo de un día de Febrero

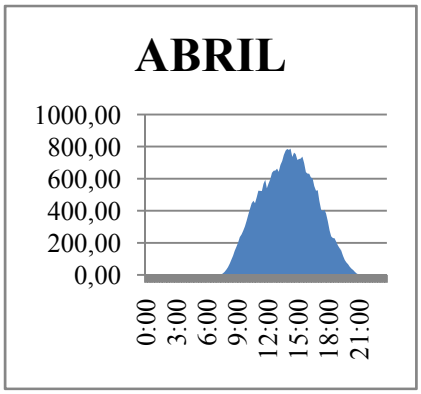


Ilustración 2.9: Radiación media a lo largo de un día de Abril

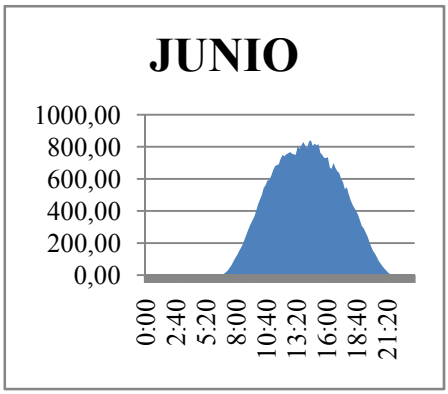


Ilustración 2.10: Radiación media a lo largo de un día de Junio

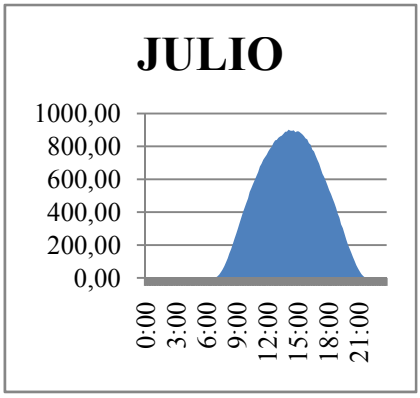


Ilustración 2.11: Radiación media a lo largo de un día de Julio

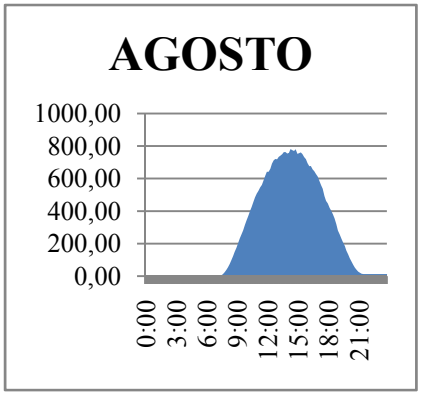


Ilustración 2.14: Radiación media a lo largo de un día de Agosto

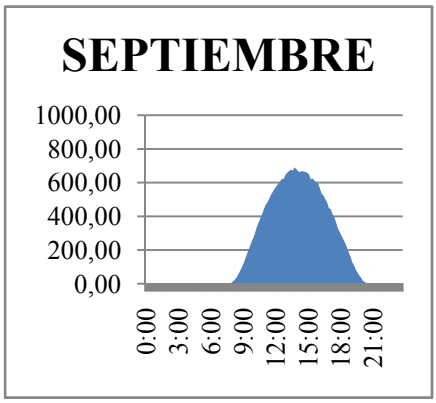


Ilustración 2.12: Radiación media a lo largo de un día de Septiembre

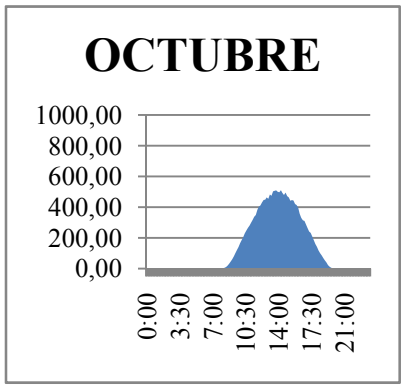


Ilustración 2.15: Radiación media a lo largo de un día de Octubre

Ilustración 2.13: Radiación media a lo largo de un día de Noviembre

Ilustración 2.16: Radiación media a lo largo de un día de Diciembre

Para conocer las radiaciones medias incidentes, basta con ir integrando a lo largo del día medio de cada mes y obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 2.4: Radiaciones útiles mensuales sobre el plano horizontal

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
I_H (W/m^2)	184	233	422	542	585	749	793	597	455	269	198	162

Como ya explicamos en el apartado 2.1, nuestros colectores estarán situados sobre el tejado con una pendiente de 30º. Para saber cuál es la radiación útil que incide sobre ellos tendremos que multiplicar la irradiación sobre el plano horizontal por un coeficiente de corrección, k. Este representa el cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal.

Tabla 2.5: Factor de corrección k para superficies inclinadas a 30º en la latitud = 40º. (FUENTE: CENSOLAR)

LATITUD = 40°

Incli.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1,07	1,06	1,05	1,03	1,02	1,01	1,02	1,03	1,05	1,08	1,09	1,09
10	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,03	1,06	1,1	1,14	1,17	1,16
15	1,2	1,16	1,12	1,07	1,03	1,02	1,04	1,08	1,14	1,21	1,25	1,24
20	1,25	1,2	1,14	1,08	1,03	1,02	1,03	1,09	1,17	1,26	1,32	1,3
25	1,3	1,23	1,16	1,08	1,02	1	1,02	1,09	1,19	1,3	1,38	1,36
30	1,34	1,26	1,17	1,07	1,01	0,98	1,01	1,09	1,2	1,34	1,43	1,41
35	1,37	1,28	1,17	1,06	0,98	0,95	0,98	1,07	1,21	1,37	1,47	1,45
40	1,39	1,29	1,16	1,04	0,95	0,92	0,95	1,05	1,21	1,39	1,5	1,48
45	1,4	1,29	1,15	1,01	0,91	0,88	0,92	1,03	1,2	1,39	1,52	1,5
50	1,41	1,28	1,13	0,98	0,87	0,83	0,87	0,99	1,18	1,39	1,54	1,52
55	1,4	1,27	1,1	0,94	0,82	0,78	0,82	0,95	1,15	1,38	1,54	1,52
60	1,39	1,24	1,07	0,89	0,77	0,72	0,77	0,9	1,12	1,36	1,53	1,51
65	1,37	1,21	1,03	0,84	0,71	0,66	0,71	0,85	1,07	1,34	1,51	1,5
70	1,34	1,17	0,98	0,78	0,64	0,59	0,64	0,79	1,02	1,3	1,49	1,47
75	1,3	1,13	0,92	0,72	0,57	0,52	0,57	0,73	0,97	1,25	1,45	1,44
80	1,25	1,08	0,86	0,65	0,5	0,45	0,5	0,66	0,9	1,2	1,41	1,4
85	1,2	1,02	0,8	0,58	0,43	0,37	0,42	0,58	0,84	1,14	1,35	1,35
90	1,14	0,95	0,73	0,5	0,35	0,29	0,34	0,5	0,76	1,07	1,29	1,29

De tal forma las radiaciones en el plano inclinado serán:

Tabla 2.6: Radiaciones útiles mensuales sobre el plano inclinado

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
I_H (W/m^2)	184	233	422	542	585	749	793	597	455	269	198	162
k	1,34	1,26	1,17	1,07	1,01	0,98	1,01	1,09	1,2	1,34	1,43	1,41
I_T (W/m^2)	246	293	494	580	591	734	801	651	546	360	283	229

La máxima radiación en un día medio de cada mes, en el periodo de los 4 años estudiados es de:

Tabla 2.7: Radiaciones máximas a lo largo de un día medio

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$I_{máx}$ (W/m^2)	353	434	671	788	748	841	902	782	690	510	391	314

3. DATOS DE PARTIDA

En este capítulo se mostrará los datos de partida con los que contamos:

- Ubicación y descripción de la vivienda
- Demanda de ACS con la ayuda de Código Técnico de la Edificación.

3.1. UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA VIVIENDA

El conjunto de las viviendas se localizan en la ciudad de Leganés, comunidad autónoma de Madrid, en las coordenadas:

Altitud: 667 m

Latitud: 40,19º Norte

Longitud: 3,46º Oeste

La instalación solar está pensada para abastecer parcialmente la demanda de ACS, de climatización en verano y de calefacción en invierno, de las 28 viviendas unifamiliares. Las viviendas están distribuidas en 4 filas de 7 viviendas adosadas, formando entre ellas dos calles. El cuarto de calderas estará situado al final de las calles y centrado con respecto a las hileras de chalets.

Cada vivienda unifamiliar cuenta con garaje y un pequeño jardín detrás de la entrada principal. Está compuesta por 4 plantas:

- Sótano.
- Planta Baja: 1 Cocina, 1 salón-comedor, 1 cuarto de baño con lavabo.
- Primera planta: 4 habitaciones, 2 cuartos de baño con bañera, bidé y lavabo y 1 cuarto de baño con ducha, bidé y lavabo.
- Trastero.

Los trasteros de todos ellos no se consideran habitables, por lo que no se tendrán en cuenta para el estudio.

Ilustración 3.1: Fachada posterior de una hilera de chalets

La orientación del conjunto de chalets es norte-sur, muy apropiada para la colocación de colectores solares planos, como se indicará en capítulos posteriores. La inclinación de los tejados es de 30º sobre la horizontal.

3.2. DEMANDA DE ACS

El dato principal necesario para empezar a calcular el área óptima de colectores de la instalación es la demanda ACS debida al conjunto de personas que presumiblemente habita en las viviendas.

3.2.1. CÁLCULO DE LA CARGA MEDIA DE CONSUMO MENSUAL

Para el análisis de las necesidades de ACS hemos seguido las instrucciones dadas por la Ordenanza de de la Comunidad de Madrid, dado que es más restrictiva que la Ordenanza de Leganés (FUENTE: http://www.leganes.org/medioambiente/portal/user/anon/group/anon/page/default.psml/defaultcard.cpxid/3%3Bjsessionid=156C2EEA3E2B34474F04C7BEAF7A0093?HiddenProxyMedioAmbiente.target=c37647) apoyándonos en todo momento en las instrucciones del Código Técnico de Edificación (CTE), según las cuales es necesario:

- 22 litros por persona y día
- Temperatura de suministro 60ºC

Necesitaremos determinar el número de habitantes del conjunto de viviendas. Esto vendrá determinado por el número de dormitorios que contiene cada chalet. Observando la tabla proporcionada por el CTE, se determina que cada vivienda tendrá una ocupación mínima de 6 personas ya que el número de dormitorios de todos los chalets es igual a 4.

Tabla 3.1: Correlaciones núm. dormitorios - núm. de ocupantes (FUENTE: CTE)

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

$$m_{consumo} = 28 chalet \cdot 6 \frac{personas}{chalet} \cdot 22 \frac{l}{persona \cdot día} = 3696 \frac{l}{día}$$

Una vez conocido el consumo de referencia de ACS, es necesario aplicar correlaciones mensuales de este para obtener un valor que se aproxime más a la realidad, ya que debido a las elevadas temperaturas del verano y las bajas en invierno es lógico que el consumo de ACS disminuya en el primer caso y aumente en el segundo. Para ello el DTIE 1.01 nos muestra las variaciones medias del consumo mensual en viviendas. En el gráfico siguiente observamos las variaciones en tanto por ciento en los diferentes meses del año:

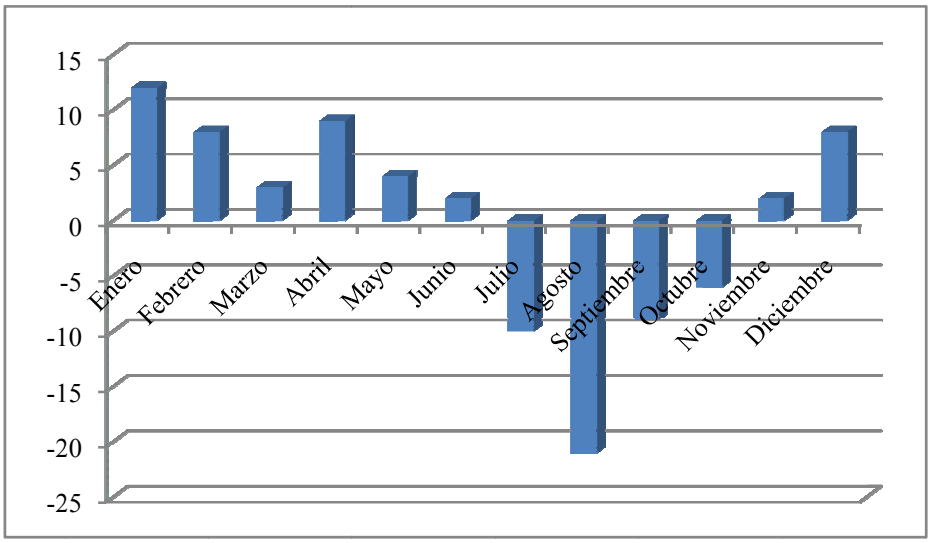


Ilustración 3.2: Variación mensual porcentual del consumo de ACS (FUENTE: D.T.I.E. 1.01)

La temperatura de agua de suministro será la temperatura a la cual la proporcione la red de abastecimiento y será función de los meses del año. (FUENTE: CENSOLAR)

Tabla 3.2: Temperatura mensual del agua de la red

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
T_{RED} [ºC]	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6

Con todos estos datos, aplicando la siguiente expresión obtenemos la demanda energética de ACS:

$$Consumo_{medio} = \frac{m_{consumo} \cdot (1 + VarCons)}{Horas_{\text{sol día}} \cdot 3600} \qquad [3.1]$$

$$Q_{ACS} = Consumo_{medio} \cdot C_p \cdot (T_{prep} - T_{red}) \qquad [3.2]$$

Tabla 3.3: Demanda energética mensual de ACS

MES	Demanda media (l/día)	Variación consumo	Horas de sol	Consumo medio (kg/s)	Tred(ºC)	Tprep-Tred	Q_{ACS} (kW)
Enero	3696	1,12	8	0,1437	6	54	32,44
Febrero	3696	1,08	9	0,1232	7	53	27,29
Marzo	3696	1,03	9	0,1175	9	51	25,05
Abril	3696	1,09	9,5	0,1178	11	49	24,13
Mayo	3696	1,04	9,5	0,1124	12	48	22,55
Junio	3696	1,02	9,5	0,1102	13	47	21,66
Julio	3696	0,9	9,5	0,0973	14	46	18,70
Agosto	3696	0,79	9,5	0,0854	13	47	16,77
Septiembre	3696	0,91	9	0,1038	12	48	20,83
Octubre	3696	0,94	9	0,1072	11	49	21,96
Noviembre	3696	1,02	8	0,1309	9	51	27,91
Diciembre	3696	1,08	7,5	0,1478	6	54	33,37

3.3. CONTIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA

La contribución solar mínima expresa la relación entre la cantidad de energía obtenida del sol mínima que exige el CTE y la demanda total de energía. El Código Técnico nos ofrece unos valores determinados para cada región de España en función de zona geográfica y la demanda de ACS por día.

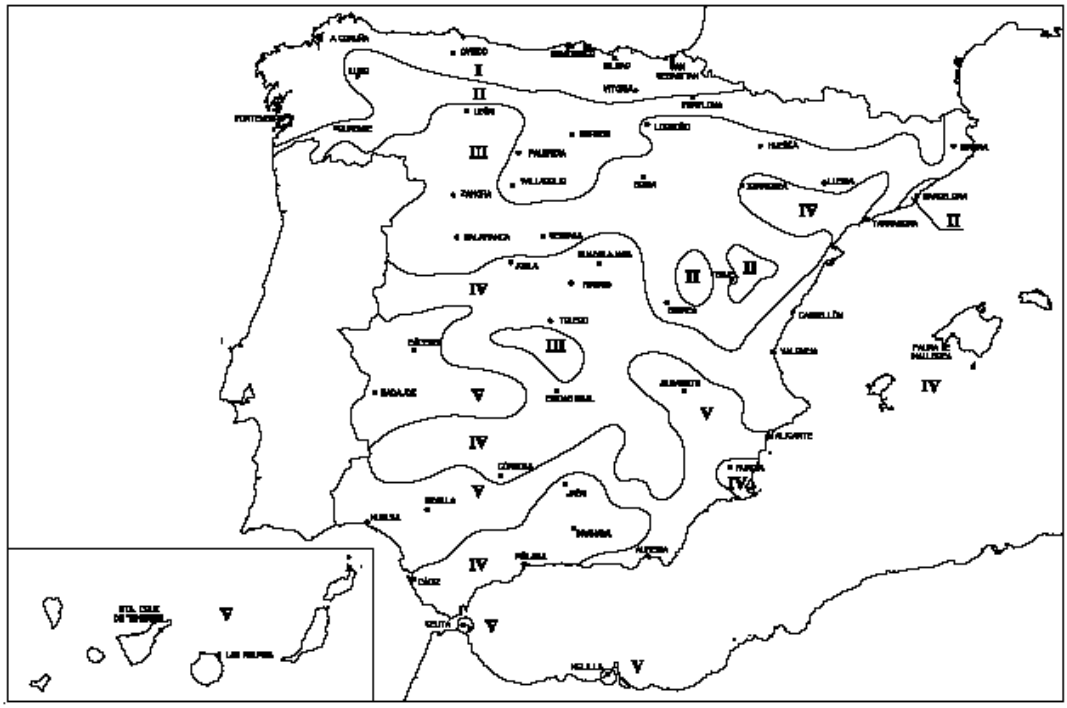


Ilustración 3.3: Mapa de las zonas climáticas de España (FUENTE: CTE)

La ciudad de Leganés se encuentra dentro de la zona climática IV y la demanda de ACS total del edificio asciende a 3696 litros por día. Con ello, entrando en la tabla vemos que el código técnico exige al menos un 60% de aporte solar de agua caliente sanitaria, siendo este valor una media de valores mensuales.

Tabla 3.4: Contribución solar mínima (FUENTE: CTE)

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Además el Código Técnico de Edificación (CTE) establece que el dimensionado básico de una instalación, deberá realizarse de forma que cumpla las siguientes restricciones:

- No poder sobrepasar más del 100% la demanda de ACS durante 3 meses consecutivos.
- En ningún mes del año la energía producida por la instalación solar podrá superar el 110% de la demanda de ACS.

4. CARGAS TÉRMICAS

Vamos a proceder al cálculo de las necesidades térmicas del conjunto de edificios para alcanzar un ambiente confortable para poder llevar a cabo las tareas cotidianas a las que se enfrentan los habitantes de dichas viviendas. Este cálculo se lleva a cabo efectuando un balance de pérdidas y ganancias de calor en el edificio. Se necesitará conocer las condiciones interiores de diseño, las condiciones exteriores y las características de la envolvente del edifico.

Debido a las grandes dimensiones de las viviendas, a las variables meteorológicas de la zona y a las limitaciones de espacio para colocar colectores, resultará inviable climatizar y calefactar todas las estancias de los chalets.

Por este motivo, se ha elegido proveer de climatización y calefacción únicamente a los salones de las viviendas, por tratarse estos de zonas comunes y ser las estancias que previsiblemente tendrán mayor ocupación a lo largo del día, proporcionando por tanto un mayor confort al máximo número de personas posible.

4.1. CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN

El sistema de calefacción se diseña para mantener las viviendas a una temperatura adecuada, en aquellos meses en los cuales la temperatura exterior y por tanto la interior, desciende por debajo de los límites de confort.

La carga térmica de calefacción se calculará teniendo en cuenta las pérdidas de los salones, mediante conducción a través de todos los cerramientos (suelos, paredes, puertas…) y aquellas pérdidas debidas tanto a las infiltraciones de aire, como las derivadas de las necesidades de ventilación.

Se ha estimado que será necesario calefactar durante los meses de noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo, al ser estos meses los que presentan menor temperatura a lo largo del año.

Es importante destacar llegados a este punto que la carga térmica de calefacción se calculará para las condiciones más desfavorables posibles, pues de este modo se puede garantizar el correcto funcionamiento de la instalación para cualquier condición del ambiente exterior.

4.1.1. CONDICIONES DE DISEÑO

Para el cálculo de las cargas térmicas se toman las condiciones iníciales del Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE). En la Tabla se pueden observar los valores para invierno y para verano. En este proyecto se utilizarán como temperatura seca interior 21ºC y como humedad relativa 40%.

Tabla 4.1: Condiciones óptimas de diseño (FUENTE: RITE)

Estación	Temperatura operativa [ºC]	Humedad relativa [%]
Verano	23…25	45…60
Invierno	21…23	40…50

Para las condiciones exteriores de cálculo en invierno requerimos conocer básicamente dos variables: la temperatura seca y la humedad relativa.

Para estas variables podemos utilizaremos como base los datos medios obtenidos a partir de los datos instantáneos experimentales recogidos en la estación meteorológica.

Tabla 4.2: Condiciones exteriores mensuales

	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
Temperatura seca (ºC)	9,4	7	6,9	7,7	10,6
Humedad relativa (%)	66,3	69,7	69,5	67,1	51,2

4.1.2. CARGAS SENSIBLES

En este apartado se detalla el método de cálculo de todas aquellas cargas sensibles. Se trata de una carga sensible cuando el único efecto que tiene es una variación de la temperatura seca del aire.

CARGAS TÉRMICAS DE TRANSMISIÓN

Las cargas térmicas de transmisión se evalúan de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_{trans} = U \cdot A \cdot \Delta T \qquad [4.1]$$

Donde A, hace referencia a la superficie total del cerramiento a través del cual se produce la transferencia de calor y ΔT al incremento de temperaturas entre el exterior y el interior de los salones.

Existirá transferencia de calor por transmisión a través del suelo, ventanas, puertas y muros que limitan con el ambiente exterior. No se tendrán en cuenta aquí aquellas medianerías o puertas que limiten con el resto de la vivienda o con viviendas adyacentes, ya que como es lógico también estarán calefactadas por otra instalación independiente y por lo tanto se encontrarán a la misma temperatura.

Como se puede observar en la fórmula anterior, es necesario obtener los coeficientes de transferencia de calor de todos los elementos que componen el cerramiento de los salones que se desea calefactar.

Los diferentes valores de los coeficientes de convección y conductividades térmicas de los distintos materiales se recogen en el CTE y en la norma básica NBE-CT-79.

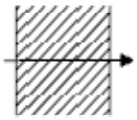
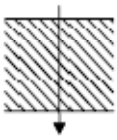
CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE CERRAMIENTOS PARA CALEFACCIÓN

Para obtener los coeficientes globales de transmisión de calor utilizamos la expresión:

$$U = \frac{1}{\sum R_T} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}} \qquad [4.2]$$

Los valores de las resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior se han obtenido de la siguiente tabla CTE.

Tabla 4.3: Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire en m2K/W

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Rse	Rsi
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

A continuación mostraremos la obtención de los U de cada cerramiento:

FACHADAS

La composición de las paredes será la misma tanto para las particiones interiores que separan los salones del resto de las estancias como las paredes que los separen del exterior, consideradas como fachadas.

Tabla 4.4: Composición de las paredes, espesores y conductividades térmicas

	Mortero de cemento	Ladrillo perforado	Pantalla antivapor	Lana de vidrio	Ladrillo hueco doble	Mortero de cemento	Enlucido de yeso	Total Paredes
espesor[m]	0,025	0,25	0,004	0,05	0,1	0,025	0,02	
λ[W/mK]	1,4	0,76	240	0,033	0,49	1,4	0,3	
e/λ[m^2K/W]	0,018	0,329	0,000	1,515	0,04	0,018	0,067	**2,151**

Los coeficientes de convección de los cerramientos verticales son:

- $\frac{1}{h_e} = 0{,}04 \frac{m^2 K}{W}$
- $\frac{1}{h_i} = 0{,}13 \frac{m^2 K}{W}$

Operando:

$$\boxed{U_{fachadas} = 0{,}431 \frac{m^2 K}{W}}$$

TECHO Y SUELO

El techo y el suelo serán la parte de cerramiento que limite los salones con las plantas superior e inferior de las viviendas. La composición de los mismos se muestra a continuación:

Tabla 4.5: Composición del techo y el suelo, espesores y conductividades térmicas

	Parquet	Forjado cerámico	Enlucido de yeso	Total techo suelo
espesor[m]	0,01		0,02	
λ[W/mK]	0,21		1,15	
e/λ[m^2K/W]	0,05	0,34	0,017	**0,405**

Los coeficientes de convección de los cerramientos horizontales son:

TECHO

- $\frac{1}{h_e} = 0{,}1 \frac{m^2 K}{W}$
- $\frac{1}{h_i} = 0{,}1 \frac{m^2 K}{W}$

$$U_{techo} = 1{,}653 \frac{m^2 K}{W}$$

SUELO

- $\frac{1}{h_e} = 0{,}17 \frac{m^2 K}{W}$
- $\frac{1}{h_i} = 0{,}17 \frac{m^2 K}{W}$

$$U_{suelo} = 1{,}342 \frac{m^2 K}{W}$$

PARTICIONES INTERIORES

La composición de las particiones interiores se considera similar a la de las fachadas, por lo que fijándonos en la Tabla 4.4 conocemos el cociente e/λ de las paredes

Como se indica en el CTE la transmitancia térmica de las medianerías se calcula como un cerramiento en contacto con el exterior pero considerando las resistencias superficiales como interiores.

Los coeficientes de convección para cerramientos verticales de medianería son:

- $\frac{1}{h_e} = 0{,}13 \frac{m^2 K}{W}$
- $\frac{1}{h_i} = 0{,}13 \frac{m^2 K}{W}$

Con lo que obtenemos:

$$\boxed{U_{fachadas} = 0{,}415 \frac{m^2 K}{W}}$$

OTROS

En este apartado se incluyen todos los elementos por los que también existe transmisión de calor y que antes no han sido mencionados.

- Puertas exteriores

  Son aquellas situadas en la fachada sur de los salones cuyos chalets tienen número par (2, 4,6,…,28) y que los comunican con las terrazas, es decir, con el exterior.

  Su coeficiente global de transmisión de calor es:

$$\boxed{U_{\text{puertas ext}} = 4{,}8 \frac{m^2 K}{W}}$$

- Puertas interiores

Son aquellas que separan los salones del resto de las estancias de la casa.

Su coeficiente global de transmisión de calor es:

$$U_{\text{puertas int}} = 4{,}5 \frac{m^2 K}{W}$$

- Ventanas

  Son metálicas con acristalamiento doble (cámara de aire de 6 mm).

  Su coeficiente global de transmisión de calor:

$$U_{\text{ventanas}} = 4 \frac{m^2 K}{W}$$

CARGAS TÉRMICAS DE RADIACIÓN

Las cargas térmicas de radiación son aquellas que hacen referencia a la transferencia térmica de calor debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas de los salones.

Como debemos de tener en cuenta las condiciones más desfavorables, se considerará la radiación solar como nula y, por tanto, no se calcularán.

CARGAS TÉRMICAS INTERNAS

Dentro de las cargas internas se engloban todas las producidas por las distintas fuentes de calor que pertenecen al interior del local a calefactar, en este caso los salones de las viviendas.

Las fuentes internas más típicas de las viviendas son los ocupantes de las mismas, las fuentes de iluminación y los equipos de tipo eléctrico o electrónico.

Al igual que las cargas por radiación, las cargas internas no se tendrán en cuenta en este caso al tratarse de ganancias de calor.

CARGAS TÉRMICAS DEBIDAS A VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

Este último tipo de cargas tienen lugar debido a la necesaria renovación del aire interior por motivos de salud para los ocupantes (para la introducción de suficiente oxígeno o eliminación de olores entre otros) y debido a las inevitables infiltraciones de aire exterior a través de rendijas o cerramientos debidas a diferencia de presiones entre exterior e interior por efecto del viento y por diferencias de densidades.

La carga sensible del aire infiltrado se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{inft sensible}} = V_{\text{inft}} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{sext} - T_{slocal}) \qquad [4.3]$$

El problema surge a la hora de estimar el caudal de aire infiltrado. Existen varios métodos para el cálculo de este dato, pero el que se utilizará aquí será el propuesto por el ASHRAE. Este da valores para distintos tipos de vivienda (según su aislamiento o época del año entre otros factores) para un parámetro que se llama Intercambio espacial de aire a la hora (ACH). Con la ayuda de este y el volumen total del recinto se puede estimar el caudal de infiltración.

$$V_{\text{inft}} = ACH \cdot \frac{V_{salon}}{3600} \quad \leftarrow \quad ACH = 0{,}77 \frac{1}{h} \qquad [4.4]$$

El cálculo para la ventilación es equivalente al de las infiltraciones, solo que esta vez el caudal de ventilación es el que exige el CTE, de *3 l/s* por ocupante para salas de estar o comedores. Las siguientes ecuaciones muestran el cálculo de la carga de ventilación sensible y el caudal de ventilación respectivamente.

$$Q_{\text{vent sensible}} = V_{vent} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{sext} - T_{slocal}) \qquad [4.5]$$

$$V_{vent} = \frac{V_{vent\ unit} \cdot n_{pers} \cdot f_{simultaneidad}}{1000} \qquad [4.6]$$

Introduciendo los volúmenes de los diferentes salones obtenemos los caudales de infiltración:

Tabla 4.6: Caudales de infiltración para cada tipo de salón

	ACH (1/h)	Volumen(m^3)	V_i(m^3/s)
TIPO 1	0,77	60,45	0,01293
TIPO 2	0,77	60,45	0,01293
TIPO 3	0,77	68,39	0,01463
TIPO 4	0,77	68,39	0,01463
TIPO 5	0,77	68,39	0,01453

4.1.3. CARGAS LATENTES

Son cargas latentes aquellas que solo modifican la cantidad de vapor de agua contenida en el ambiente

En el cálculo de cargas latentes para calefacción solo se tendrán en cuenta las debidas a infiltración y ventilación, ya que son las únicas que se contabilizan como pérdidas.

CARGAS TÉRMICAS DEBIDO A VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

En este caso, los caudales de infiltración y ventilación son los mismos que los calculados en el apartado anterior. Las ecuaciones para el cálculo de las cargas latentes son equivalentes expresiones utilizadas en el apartado de cargas sensibles para ventilación e infiltración.

$$Q_{\text{inft latente}} = V_{\text{infi}} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{local}) \qquad [4.7]$$

$$Q_{\text{vent latente}} = V_{vent} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{local}) \qquad [4.8]$$

4.1.4. EJEMPLO DE LAS CARGAS DE CALEFACCIÓN

	CHALET 1		
Localidad	Leganés	**Mes**	Enero
Condiciones			
Exterior	Tsext [ºC]	HRext	Vviento [m/s]
	6,9	69,5	1,84
Interior	Tslocal [ºC]	HRint	
	21	40	

CARGAS SENSIBLES

TRANSMISIÓN				
	área [m^2]	ΔT [K]	U [W/m^2K]	Q_{trans} [W]
Ventanas	10,26	14,1	4	578,66
Puerta ext	0	14,1	4,8	0,00
Fach. Este	15,6	14,1	0,431	94,80
Fach. Norte	0	14,1	0,431	0,00
Fach. Oeste	0	14,1	0,431	0,00
Fach. Sur	2,67	14,1	0,431	16,23
Suelo	24,18	13	1,342	421,84

CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	Factor	Q_{int} [W]
Luces	x	x	x	x
Personas	x	x	x	x

AIRE EXTERIOR				
	V [m^3/s]	Tsext [ºC]	Tslocal [ºC]	Q [W]
Infiltración	0,01293	6,9	21	216,13
Ventilación	0,0135	6,9	21	225,66

CARGA SENSIBLE	1553,33

CARGAS LATENTES

CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	Factor	Q_{int} [W]
Personas	x	x	x	x

AIRE EXTERIOR				
	V [m^3/s]	wsext [ºC]	wslocal [ºC]	Q [W]
Infiltración	0,01293	0,0042	0,006	61,87
Ventilación	0,0135	0,0042	0,006	64,60

CARGA LATENTE	126,48

CARGA TOTAL	**1679**

4.2. CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN

En verano las temperaturas exteriores llegan a ser muy elevadas, por lo que se hace necesario para mejorar el confort refrigerar las estancias donde se llevarán a cabo las labores cotidianas.

Al igual que para el sistema de calefacción, se calculará la carga térmica correspondiente a los salones de los 28 chalets que componen el grupo de viviendas sometidas al estudio.

La carga térmica de climatización se calculará teniendo en cuenta las ganancias de calor de los salones, mediante radiación, conducción a través de todos los cerramientos (suelo, paredes, puertas…) y aquellas debido tanto a las infiltraciones de aire, como las derivadas de las necesidades de ventilación.

También en este caso se sobredimensionará la instalación, diseñándola para las condiciones más desfavorables, de forma que pueda estar operativa para cualquier condición del ambiente exterior.

4.2.1. CONDICIONES DE DISEÑO

El Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE) y sus instrucciones técnicas complementarias definen las condiciones térmicas del ambiente interior. Este reglamente establece que la calidad térmica se considera satisfecha cuando los valores de los parámetros que determinan el bienestar térmico, tales como la temperatura seca del aire, la humedad relativa o la velocidad media del aire, se mantienen dentro los valores que se exigen en él.

En este proyecto, observando la Tabla 4.1, para las condiciones interiores de cálculo en verano, se utilizará como temperatura seca interior 24ºC y como humedad relativa 55%.

Para las condiciones de exteriores en verano, se requiere conocer para proyectar la instalación de refrigeración tres variables fundamentalmente: la temperatura seca, la humedad relativa y la radiación solar.

Para estas variables se vuelve a contar con los datos ofrecidos por la estación meteorológica. Para la temperatura seca exterior utilizada de base para los cálculos posteriores de cargas térmicas, será la medida de las temperaturas máximas diarias para cada mes.

Tabla 4.7: Condiciones exteriores en los meses de verano

	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
Temperatura seca (ºC)	28.72	32.12	31.38	25.95
Humedad relativa (%)	38,65	30,37	31,59	45,28

4.2.2. CARGAS SENSIBLES

A diferencia de las cargas de calefacción, aquí sí tendremos que considerar las cargas internas y las cargas debidas a la radiación.

CARGAS TÉRMICAS DE TRANSMISIÓN

Las cargas térmicas de transmisión se evalúan de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_{trans} = U \cdot A \cdot \Delta T \qquad [4.9]$$

Donde A, hace referencia a la superficie total del cerramiento a través del cual se produce la transferencia de calor y ΔT al incremento de temperaturas entre el exterior y el interior de los salones.

En los casos en los que los salones son contiguos con cerramientos interiores, se supondrá que T_{int} de estos será una temperatura media entre el exterior y el propio salón, de modo que el $\Delta T_{medianería}$ queda definido como:

$$\Delta T_{medianería} = T_{int} - [\frac{T_{int} + T_{ext}}{2}] \qquad [4.10]$$

Como en el caso del cálculo de las cargas térmicas de calefacción es necesario calcular los coeficientes globales de transferencia de calor de los componentes que componen el salón.

CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE CERRAMIENTOS PARA CALEFACCIÓN

Como las estancias a climatizar son las mismas que en el caso de la calefacción, muchos de los coeficientes globales de transmisión de calor coincidirán.

FACHADAS

Como ni la composición de las paredes ni los coeficientes de convección varían, el coeficiente global de transmisión de calor será el mismo.

$$\boxed{U_{fachadas} = 0{,}431 \frac{m^2 K}{W}}$$

TECHO Y SUELO

El caso del techo y del suelo es diferente, porque si bien la composición del mismo permanece invariable, no sucede lo mismo con los coeficientes convectivos, que dependen del sentido del flujo de calor. Para el caso del techo, mientras que los meses fríos el sentido es ascendente, durante los meses de verano el sentido es descendente. Es decir, el calor se transmitirá desde las habitaciones del piso superior al salón, sin embargo para el caso del suelo es al contrario, al encontrarse el garaje a mayor temperatura el flujo será ascendente.

Por lo tanto:

TECHO

$$\frac{1}{h_e} = 0{,}17 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_i} = 0{,}17 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\boxed{U_{techo} = 1{,}342 \frac{m^2 K}{W}}$$

SUELO

$$\frac{1}{h_e} = 0{,}1 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_i} = 0{,}1 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\boxed{U_{suelo} = 1{,}653 \frac{m^2 K}{W}}$$

PARTICIONES INTERIORES

Al igual que para el caso de fachadas, el coeficiente es el mismo que el calculado anteriormente.

$$U_{fachadas} = 0{,}415 \frac{m^2 K}{W}$$

OTROS

En este apartado se incluye todos los elementos por los que también hay transmisión de calor y que antes no han sido mencionados.

- Puertas exteriores $U_{\text{puertas ext}} = 4{,}8 \frac{m^2 K}{W}$

- Puertas interiores $U_{\text{puertas int}} = 4{,}5 \frac{m^2 K}{W}$

- Ventanas $U_{\text{ventanas}} = 4 \frac{m^2 K}{W}$

CARGAS TÉRMICAS DE RADIACIÓN

Las cargas térmicas de radiación son aquellas que hacen referencia a la transferencia de calor debida a la radiación solar a través de las superficies

acristaladas de los salones. La radiación a través de las superficies acristaladas supondrá una ganancia térmica para los salones que se pretenden climatizar.

Conociendo los valores de radiación incidente para cada orientación. La transmisión de calor por radiación solar se calcula como:

$$Q_{rad} = I_T \cdot A_{cristal} \cdot \varphi \qquad [4.12]$$

Donde φ es un coeficiente que tiene en cuenta la presencia de elementos adicionales como las cortinas, las cuales captan la radiación.

Los datos de radiación solar que inciden sobre los planos verticales con distintas orientaciones los obtenemos del Sistema de Información Geográfico Fotovoltaico (Photovoltaic Geographical Information System, PVGIS) del Joint Research Centre de la Comunidad Europea. (Institute for Environment and Sustainability, http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php). De su página web se pueden obtener valores de radiación para cualquier mes, ángulo de inclinación, ángulo de acimut, hora solar y posición geográfica de Europa.

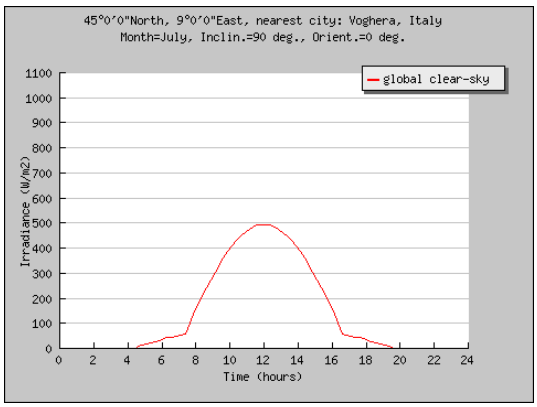


Ilustración 4.2: Radiación solar en la orientación sur, Julio (FUENTE: PVGIS)

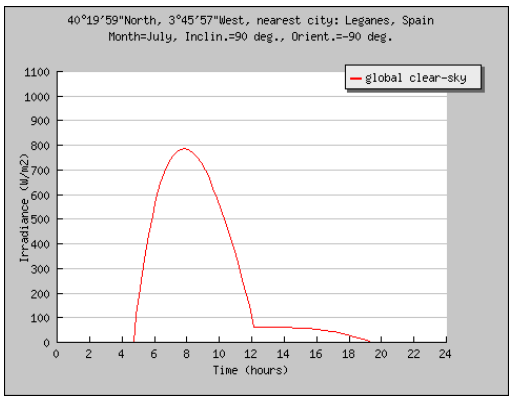


Ilustración 4.1: Radiación solar en la orientación este, Julio (FUENTE: PVGIS)

A continuación se muestra una tabla con los datos donde se recogen estos valores a las 15 horas solares, que es la hora donde normalmente se alcanza la temperatura máxima.

Tabla 4.8: Radiaciones medias tomadas a las 15h (FUENTE: PVGIS)

	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
I_{sur} [W/m^2]	260	285	305	340
I_{este} [W/m^2]	90	85	75	60

CARGAS TÉRMICAS INTERNAS

En este caso, al suponer dichas fuentes una ganancia de calor, habrán de ser tenidas en cuenta. En este proyecto se han considerado las cargas por iluminación y por los ocupantes. Cargas de aparatos electrónicos como televisores se han despreciado dado que se presupone estarán conectadas poco tiempo al día.

Iluminación:

La siguiente ecuación muestra la expresión para su cálculo. Se ha fijado de forma orientativa el valor de la densidad de potencia de iluminación en 10 W/m^2.

$$Q_{ilum} = A \cdot \rho_{ilum} \qquad [4.13]$$

Ocupantes:

En este caso la carga depende de la actividad que se esté desarrollando. Como se supone que el salón se utilizará como lugar de reposo, el valor elegido para la carga unitaria por persona es de 70W. La carga total aportada será el número de personas que se encuentre en el local por el calor que disipa cada persona. Se conoce que el número de personas que habita cada vivienda es igual a seis, sin embargo, se aplicará un factor de simultaneidad debido a que resulta bastante improbable que todos los ocupantes se encuentren dentro del salón al mismo tiempo. En este proyecto se ha tomado un valor de 0,75.

De esta forma las cargas internas sensibles se calcularán:

$$Q_{\text{ocup sensible}} = Q_{\text{pers unitaria}} \cdot n_{\text{pers}} \cdot f_{\text{simultaneidad}} \qquad [4.14]$$

CARGAS TÉRMICAS DEBIDO A VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

Las cargas sensibles de infiltración se calculan del mismo modo que para las cargas térmicas para calefacción. Para obtener la cantidad de aire infiltrado se utilizará el método propuesto por el ASHRAE según el cual:

$$V_{\text{inft}} = ACH \cdot \frac{V_{salon}}{3600} \qquad [4.15]$$

El valor de ACH es función tanto de la temperatura exterior como del tipo de construcción de la vivienda. En este caso se considera una vivienda de tipo medio por lo que se obtiene:

$$ACH = 0{,}48 \frac{1}{h}$$

Con este valor y conociendo el volumen de los diferentes salones se obtiene:

Tabla 4.9: Caudales de infiltración en verano

	ACH (1/h)	Volumen(m^3)	V_i(m^3/s)
TIPO 1	0,48	60,45	0,00806
TIPO 2	0,48	60,45	0,00806
TIPO 3	0,48	68,39	0,00912
TIPO 4	0,48	68,39	0,00912
TIPO 5	0,48	68,39	0,00912

Ahora entrando en la siguiente ecuación hallamos las diferentes cargas de infiltración:

$$Q_{\text{inft sensible}} = V_{\text{inft}} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{sext} - T_{slocal}) \qquad [4.16]$$

El caudal de ventilación se calculará del mismo modo que se hacía para el invierno, pues únicamente es función del número de ocupantes de las viviendas, corregido con un coeficiente de ocupación que tiene en cuenta que la mayor parte del tiempo no se encontrarán dentro de dicha estancia todos ellos.

$$Q_{\text{vent sensible}} = V_{vent} \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (T_{sext} - T_{slocal}) \qquad [4.17]$$

$$V_{\text{vent}} = \frac{V_{\text{vent unit}} \cdot n_{\text{pers}} \cdot f_{\text{simultaneidad}}}{1000} \qquad [4.18]$$

El caudal de ventilación que se menciono de 3 l/s por ocupante se vuelve a ocupar aquí.

4.2.3. CARGAS LATENTES

En el cálculo de cargas latentes para climatización, además de las cargas debido a infiltración y ventilación, también deberemos tener en cuenta las cargas internas.

CARGAS TÉRMICAS INTERNAS

En este caso solo hay un tipo de cargas internas, el debido a los ocupantes. El factor de simultaneidad en es el mismo que en casos anteriores. El valor de la carga unitaria es de 60W. Su cálculo viene dado por:

$$Q_{\text{ocup latente}} = Q_{\text{pers unitaria}} \cdot n_{\text{pers}} \cdot f_{\text{simultaneidad}} \qquad [4.19]$$

CARGAS TÉRMICAS DEBIDO A VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

La infiltración y la ventilación modifican tanto la temperatura seca del aire como la cantidad de vapor de agua contenida en él.

Los caudales de infiltración y ventilación son los mismos que los calculados en apartados anteriores. Las ecuaciones para el cálculo de las cargas latentes son equivalentes expresiones utilizadas en el apartado de cargas sensibles para ventilación e infiltración.

$$Q_{\text{inft latente}} = V_{\text{infi}} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{local}) \qquad [4.20]$$

$$Q_{\text{vent latente}} = V_{vent} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{local}) \qquad [4.21]$$

4.3. EJEMPLO DE LAS CARGAS DE CLIMATIZACIÓN

	CHALET 1		
Localidad	Leganés	**Mes**	Julio
Condiciones			
Exterior	Tsext [ºC]	HRext	Vviento [m/s]
	32,12	30,37	2,32
Interior	Tslocal [ºC]	HRint	
	24	45	

CARGAS SENSIBLES

TRANSMISIÓN				
	área [m^2]	ΔT [K]	U [W/m^2K]	Q_{trans} [W]
Ventanas	10,26	-8,12	4	333,24
Puerta ext	0	-8,12	4,8	0,00
Fach. Este	15,6	-8,12	0,431	54,60
Fach. Norte	0	-8,12	0,431	0,00
Fach. Oeste	0	-8,12	0,431	0,00
Fach. Sur	2,67	-8,12	0,431	9,34
Puerta int	4,36	-4,06	4,5	79,66
Techo	24,18	-4,06	1,342	131,75
Medianería	19,98	-4,06	0,415	33,66
Suelo	24,18	-4,06	1,653	162,28

RADIACIÓN				
	área [m^2]	I [W/m^2]	Factor	Q_{rad} [W]
Ventanas Sur	6,6	285	0,6	1128,60
Ventanas Este	1,9	85	0,6	96,90

CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	Factor	Q_{int} [W]
Luces	10 W/m^2	24,18 m^2	x	241,80
Personas	70 W	6 personas	0,75	315,00

AIRE EXTERIOR				
	V [m^3/s]	Tsext [ºC]	Tslocal [ºC]	Q [W]
Infiltración	0,00806	32,12	24	124,47
Ventilación	0,0135	32,12	24	129,96

CARGA SENSIBLE	2841,25

CARGAS LATENTES

CARGAS INTERNAS				
	Valor índice	nº	Factor	Q_{int} [W]
Personas	60 W	6 personas	0,75	270,00

AIRE EXTERIOR				
	V [m^3/s]	wsext [ºC]	wslocal [ºC]	Q [W]
Infiltración	0,00806	0,0092	0,008	41,25
Ventilación	0,0135	0,0092	0,008	43,07

CARGA LATENTE	354,32

CARGA TOTAL	**3196**

4.4. RESUMEN DE LAS CARGAS TÉRMICAS

Para resumir las cargas térmicas de calefacción y climatización, hemos divido los chalets por sus diferentes dimensiones y orientaciones.

- TIPO 1: Engloba a los chalets 1 y 15. La principal diferencia de sus salones con los de *tipo 2* es que cuentan con una fachada orientada al este en contacto con el ambiente. A su vez ésta tiene una ventana de 1,9 m^2 por la que entra radiación, lo que implica tenga más carga térmica en verano.

- TIPO 2: Engloba a los chalets 3, 5, 7, 9, 11, 13, 17, 19, 21, 23, 25 y 27. Dichos chalets son los que tienen menos pérdidas en invierno y ganancias en verano, gracias a que solo exponen su fachada sur al ambiente.

- TIPO 3: Engloba a los chalets 2 y 16. Al igual que los chalets de tipo 1, estos cuentan con una ventana y una fachada orientadas al este. Debido a que el volumen de los salones que tienen los chalets 'pares' son superiores, el tipo 3 de chalet será quien soporte las mayores cargas térmicas.

- TIPO 4: Engloba a los chalets 4, 6, 8, 10, 12, 18, 20, 22, 24 y 26.

- TIPO5: Engloba a los chalets 14 y 28. Estos chalets cuentan con dimensiones similares a los de tipo 4, a diferencia de que su fachada oeste está en contacto con el ambiente, por lo que sus cargas térmicas son algo superiores a los anteriores.

En la página siguiente se muestra un cuadro resumen, donde se puede observar las diferentes pérdidas y ganancias de cada tipo de chalet a lo largo del año:

Tabla 4.10: Cargas térmicas mensuales

	TIPO 1 [W]	TIPO 2 [W]	TIPO 3 [W]	TIPO 4 [W]	TIPO 5 [W]	CONJUNTO [kW]
Enero	1679	1585	1750	1602	1656	**45,21**
Febrero	1588	1498	1656	1516	1567	**42,76**
Marzo	1383	1313	1451	1342	1382	**37,61**
Abril	-	-	-	-	-	-
Mayo	-	-	-	-	-	-
Junio	2715	2562	3052	2928	2937	**77,43**
Julio	3196	3012	3576	3427	3443	**90,84**
Agosto	3097	2932	3497	3363	3378	**88,76**
Septiembre	2622	2533	3054	2982	2986	**77,54**
Octubre	-	-	-	-	-	-
Noviembre	1430	1352	1496	1375	1419	**38,66**
Diciembre	1672	1578	1742	1595	1649	**45,01**

5. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

Una instalación solar multipropósito como la que se estudia en este proyecto resulta más complicada a la hora de dimensionarla e instrumentarla, que las instalaciones solares de baja temperatura convencionales que únicamente cubren parte de la demanda de ACS. Para su funcionamiento, la instalación requiere del acoplamiento de distintos sistemas:

- Sistema de captación
- Sistema de almacenamiento
- Sistema de distribución e intercambio
- Sistema de ACS
- Sistema de calefacción
- Sistema de climatización
- Sistema de energía de apoyo

A continuación se analizan más detalladamente cada uno de estos sistemas.

5.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN

El sistema de captación está constituido principalmente por los colectores solares. Los colectores son el componente principal e indispensable de este tipo de instalaciones. Siendo el tipo más extendido los denominados colectores solares planos.

Los colectores, también denominados captadores, son intercambiadores de calor encargados de captar la energía contenida en la radiación solar y transformarla en energía térmica al transferirla a un fluido caloportador.

El funcionamiento de los colectores está basado en el denominado *efecto invernadero,* que consiste en captar la radiación solar, transformándola en energía térmica e impidiendo su salida al exterior. La radiación solar atraviesa la cubierta transparente e incide sobre el absorbedor aumentando la temperatura de este y mediante mecanismos de conducción y convección, la del fluido que circula de forma de adyacente al absorbedor. Es la circulación de este fluido lo que permite la evacuación de la energía generada en el interior del colector.

Un colector solar plano típico está compuesto por:

- ✓ Cubierta: elemento transparente situado en la parte superior que asegura el cierre estanco del captador, reduciendo las pérdidas por radiación y por convección al formar en el interior del colector una cámara de aire que evita el contacto directo del absorbedor con el ambiente exterior.
- ✓ Absorbedor: consiste generalmente en una superficie plana de cobre adherida al circuito hidráulico a través del cual circula el fluido de trabajo. Se encarga de transferir el calor por convección y conducción al fluido. Sus características ópticas tienen gran influencia en el rendimiento del colector.
- ✓ Aislamiento: colocado en los laterales y el fondo de la carcasa sirve para evitar las pérdidas térmicas por conducción. Es fundamental el uso de materiales cuyas propiedades no se deterioren a temperaturas elevadas.
- ✓ Carcasa: constituye el cerramiento del colector, protegiéndole de las condiciones exteriores. Será fundamental que proporcione la rigidez necesaria al conjunto, que tenga en cuenta las distintas dilataciones térmicas de todos los elementos y que su peso sea lo más pequeño posible.

En la siguiente figura se pueden observar todos los componentes anteriormente descritos.

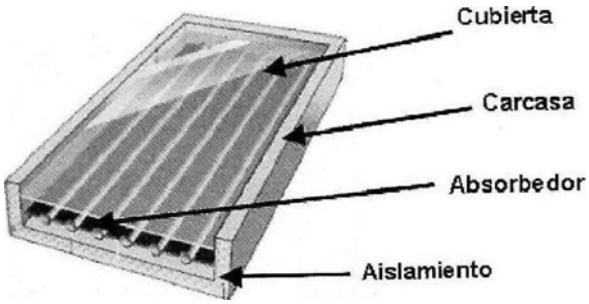


Ilustración 5.1: Vista transversal de un colector solar plano

En el presente proyecto se utilizarán los colectores del modelo 5000ST de Gamesa Solar. Estos incluyen un novedoso sistema de aislamiento transparente que, según el fabricante, reducen sensiblemente las pérdidas térmicas del colector. Cada colector tiene una superficie de captación de 2,1 m^2.

Poseen en su interior una serie de tubos de pequeño diámetro de cobre que están unidos por embutición al absorbedor selectivo. Este posee una absortividad del 95% y una emisividad del 7% con un margen de error del 2%. Es interesante que la absortividad sea alta para poder así transformar la mayor parte de radiación incidente en calor, y conviene que la emisividad sea baja para que cuando el absorbedor se caliente emita lo menos posible. Si esto no fuese así las pérdidas a altas temperaturas serían enormes.

En la parte inferior y en los laterales poseen una capa de fibra de vidrio con film de aluminio que ejerce de aislante térmico.

Se instalarán en el tejado que vierte sus aguas hacia el sur paralelos al tejado. El fabricante recomienda que no se instalen más de 8 colectores en paralelo. El número exacto se verá más adelante al hacer los cálculos pertinentes.

5.2. SISTEMA DE ACUMULACIÓN

Una instalación de las características descritas en este proyecto, requiere de un sistema de acumulación que permita a usar la cantidad de energía recibida por la instalación con la demanda de los servicios a los cuales abastece (ACS, calefacción y climatización).

El objetivo de los acumuladores es almacenar energía térmica del modo más eficiente posible, procurando que las pérdidas sean mínimas y que en su interior se alcance un alto grado de estratificación.

La energía se va a almacenar mediante agua caliente dentro de unos tanques dispuestos de forma vertical.

Existen varios motivos por lo que es importante de cara a la eficiencia de la instalación, que exista un alto grado de estratificación dentro de los tanques de almacenamiento. En primer lugar el hecho de que en la parte superior del tanque el agua esté más caliente; supone que será esta la que vaya primero hacia el consumo, retardándose la entrada en funcionamiento de los sistemas de apoyo con el consecuente ahorro de combustible. Por otro lado al situarse el agua más fría en el fondo, será esta la que se envíe a los sistemas de intercambio para captar la energía térmica, favoreciéndose la eficiencia de dicho intercambio.

Por todo lo anteriormente descrito se tomarán las siguientes medidas:

- ✓ Se emplearán tanques de configuración vertical.
- ✓ En las tuberías de entrada a los acumuladores se dispondrán elementos deflectores que reduzcan la velocidad de entrada del agua.
- ✓ Las tuberías que vayan hacia consumo se dispondrán en la parte superior de los acumuladores.
- ✓ Las tuberías de entrada del agua fría estarán situadas en la parte inferior.

- ✓ Se procurará utilizar acumuladores cuya relación altura-diámetro favorezca la estratificación, pero en los que a la vez el cociente entre la superficie exterior y el volumen sea bajo, para reducir de esta forma las pérdidas térmicas.
- ✓ Se cubrirá toda la superficie exterior de los acumuladores con material aislante para reducir las pérdidas.

5.3. SISTEMA DE INTERCAMBIO Y DISTRIBUCIÓN

Los intercambiadores de calor se sitúan en varios puntos a lo largo de toda la instalación y se utilizan para aislar e independizar los distintos circuitos que componen toda la instalación. Por ejemplo, el intercambiador situado entre el circuito de colectores (primario) y el circuito secundario se encarga entre otras cosas de evitar el mezclado entre el fluido caloportador que contiene anticongelante y el agua contenida dentro del tanque.

Además el uso de intercambiadores presenta la ventaja de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados ya que el contenido de oxigeno disuelto en agua se encuentra limitado.

Hay distintos tipos de intercambiadores, incluso existen acumuladores que cuentan en su interior con un dispositivo de tipo serpentín que realiza las labores de intercambio. Para la instalación solar que nos ocupa se utilizarán intercambiadores de calor exteriores de placas, pues presentan la ventaja de poder ajustar su tamaño al volumen de líquido que los atravesará.

Una parte fundamental de la instalación será el conjunto de elementos que distribuyen los fluidos a lo largo de toda la instalación permitiendo el intercambio de

calor entre los distintos circuitos y conduciéndolos hasta los puntos de consumo. Dichos elementos integran el sistema de distribución y se pueden resumir en:

- ✓ Tuberías: serán de cobre y contarán con el diámetro y espesor suficiente para aguantar las condiciones de temperatura y presión del fluido que transportan (norma UNE-EN-1.057). Además, estarán convenientemente aisladas (R.I.T.E).
- ✓ Bombas de circulación: son las encargadas de hacer circular el fluido a lo largo de todos los circuitos, contrarrestando las pérdidas de carga derivadas de la fricción del fluido a lo largo de los distintos elementos. Presentan la capacidad de regular y controlar el caudal variando la velocidad de la bomba.
- ✓ Vasos de expansión: se encargan de absorber en los circuitos cerrados el aumento de volumen que se produce al calentarse, los fluidos. En este caso, se utilizarán vasos de expansión de tipo cerrado, de membrana.
- ✓ Válvulas: se encargan de regular el paso de los fluidos, controlando la comunicación entre los distintos circuitos o elementos del sistema.

5.4. SISTEMA DE ACS

El sistema de agua caliente sanitaria está formado por los siguientes elementos:

- ✓ Intercambiador de calor: Permite independizar el sistema de ACS del resto de la instalación solar, En él se produce el intercambio de energía entre el agua procedente del circuito secundario (circuito en el que se sitúa el tanque de acumulación principal) y el agua procedente de la parte inferior del tanque de ACS (agua de red).
- ✓ Tanque de almacenamiento: en él se acumula el agua caliente procedente del intercambiador de calor. Por su parte inferior se introduce el agua de red y por su parte superior se manda el agua a los puntos de consumo.

- ✓ Sistema auxiliar de energía: su labor es asegurar que en el punto de consumo se alcanza la temperatura de servicio (60°C). Si el agua a la salida del tanque no alcanza dicha temperatura el sistema auxiliar se encarga de elevarla.
- ✓ Bomba de circulación: encargada de hacer circular el agua desde el tanque de ACS hasta el intercambiador del calor.

5.5. SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El sistema de calefacción más recomendado para las instalaciones solares térmicas es el sistema de calefacción por suelo radiante.

El Suelo Radiante es un sistema de distribución del calor que se adapta perfectamente a la energía solar. Consiste en hacer circular por unos tubos de etileno reticulado, agua caliente. Es decir, se introduce energía térmica en el suelo dejando que la radiación climatice la estancia.

Los tubos de polietileno se colocan de 3 a 5 centímetros por debajo de la superficie del suelo, con una separación de entre 7 y 30 centímetros, entre tubo y tubo.

La principal ventaja de este tipo de calefacción sobre los sistemas tradicionales de calefacción mediante radiadores de pared, es el gran ahorro energético que supone. En el sistema de calefacción mediante suelo radiante, se hace pasar por los tubos agua entre 35 y 40° C, el suelo se mantiene entre 20 y 28°C y la temperatura ambiente de las estancias entre 20 y 22°C.

El grado de confort que se consigue con este tipo de calor es ideal ya que se calienta el agua a 40°C para mantener la casa a 20°C. Con las energías convencionales se quema combustible a temperaturas superiores a 800°C para calentar agua a 70 u

80°C y mantener la casa a 20°C. Es obvio que los saltos térmicos son mucho más altos y que esto produce pérdidas de calor mucho mayores.

A continuación se muestra una vista de la composición del suelo radiante:

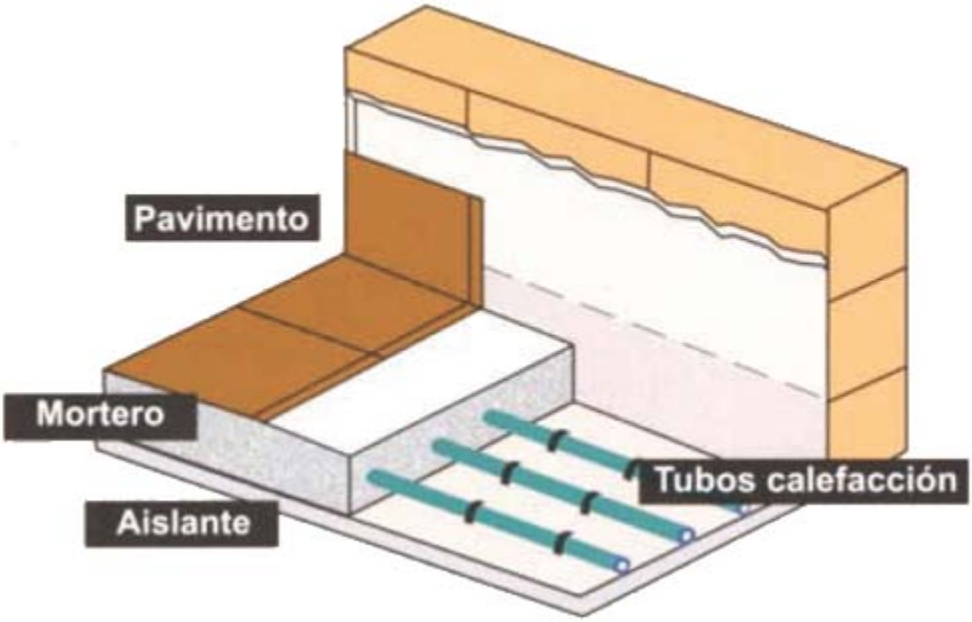


Ilustración 5.2: Vista en 3-D del suelo radiante (FUENTE: http://www.girasolar.es/spip.php?article29)

Donde:

- Aislante que mantiene el sistema separado de las paredes de las estancias. Se adhiere a todos los tabiques y muros que delimitan las estancias calefactadas, absorbiendo las dilataciones del mortero de cemento.
- Tubos de polietileno reticulado por los que se hace circular el fluido caloportador, en este caso agua caliente.
- Mortero de cemento.
- Pavimento, en este caso, parquet.

A continuación se enumeran algunas de las ventajas que presenta la instalación de este tipo de calefacción:

- Estéticamente no hay aparatos de calefacción visibles, pudiéndose aprovechar toda la superficie de las dependencias. Además es compatible con todo tipo de pavimentos.
- El agradable y uniforme calor de la vivienda y el suelo asegura un ambiente sano y limpio, sin acumulación de polvo quemado, sin turbulencias de aire y sin resecar el ambiente.
- A diferencia de otros sistemas, el calor se distribuye hasta 2-2,5 m de altura por lo que es capaz de calefactar grandes volúmenes sin crear bolsas de aire caliente en la parte superior de las estancias.
- Es un sistema de calefacción silencioso debido a la baja velocidad a la que circula el fluido calefactor.
- La distribución del calor se ajusta al perfil óptimo de temperaturas del cuerpo humano. La temperatura del aire a la altura de la cabeza es ligeramente inferior a la temperatura del aire a la altura de los pies, lo que produce una mayor sensación de confort a los habitantes.
- El emisor es todo el suelo del recinto a calefactar lo que conlleva una temperatura del ambiente uniforme.
- Las tuberías empleadas no son atacadas por la corrosión, siendo compatibles con cal, yeso, hormigón etc. Además la dilatación del tubo debido a las temperaturas, no perjudica el pavimento.
- Es un sistema muy seguro debido a que los tubos no poseen empalmes, pues todos los circuitos comienzan y terminan en un sistema colector de agua.

5.6. SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Para la aplicación del sistema solar a la producción de frío se utilizará una máquina de absorción, debido a que, pese a su bajo coeficiente de operación (COP), la energía consumida para su accionamiento es principalmente de tipo térmico, pudiendo provenir de calores a baja temperatura como los residuales y de la energía solar de baja temperatura, lo que facilita su integración en instalaciones solares de las características descritas en este proyecto.

Una máquina de absorción de simple efecto consta de los mismos elementos que otra basada en la compresión mecánica del vapor, a excepción del compresor, que es sustituido por un *"compresor térmico"*. Tal dispositivo permite transportar el refrigerante a la zona de alta presión disuelto en un líquido adecuado.

De este modo, cuando el refrigerante sale del evaporador es conducido a un intercambiador de calor, el absorbedor, en el que disipando calor al exterior se logra su absorción en el fluido de transporte. Esta mezcla líquida constituye la solución rica, que es bombeada hasta la presión del condensador. Antes de entrar en el condensador la solución rica pasa por otro intercambiador de calor, el generador, donde mediante un aporte de calor, el refrigerante pasa a vapor separándose del fluido de transporte. Dicho fluido de transporte aún contiene algo de refrigerante, constituyendo una solución pobre, que es devuelta al absorbedor. El refrigerante separado pasa al condensador para comenzar el ciclo frigorífico.

La Ilustración 8: Esquema de una máquina de absorción muestra el esquema de una de estas máquinas, donde el circuito 1-2-3-4 es idéntico al de un ciclo de refrigeración por compresión, recorrido por una masa de refrigerante "m_{ref}", liberando el calor "Q_c" en el condensador y tomando el calor "Q_e" en el evaporador. En el compresor térmico, el absorbedor libera el calor "Q_{abs}" recibiendo la masa "m_p" de solución pobre y el generador toma el calor "Q_{gen}" recibiendo la masa "m_r" de solución rica.

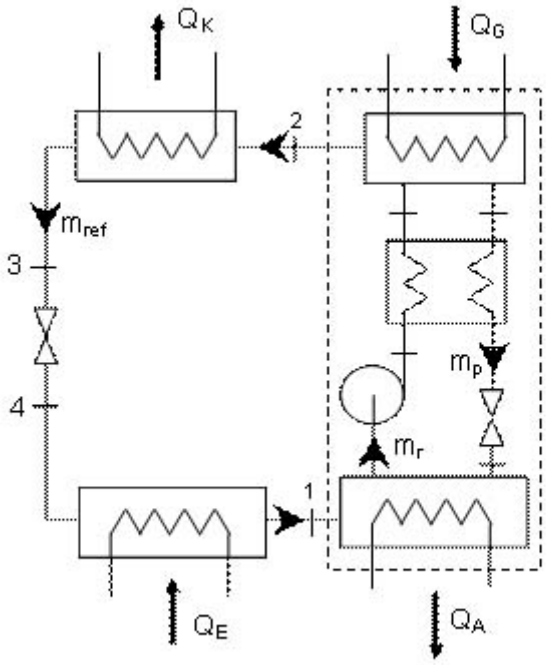


Ilustración 5.3: Esquema de la máquina de absorción

Tradicionalmente las máquinas de climatización por absorción disipan el calor del condensador y del absorbedor a través de una torre de refrigeración, produciendo el evaporador agua fría, para una red de "fan coils". En este caso, como posteriormente se explicará con más detalle, el calor producido se disipará por medio de una serie de bucles geotérmicos.

Observando el ciclo de refrigeración mecánica de vapor como combinación de un ciclo de Carnot directo combinado con un ciclo inverso de Carnot es fácil hacer comparaciones con el ciclo de refrigeración por absorción ideal. De esta manera un sistema de refrigeración en él se tuviera en cuenta la procedencia de la energía mecánica que se emplea para accionarlo podría representarse como en el esquema de la Figura.

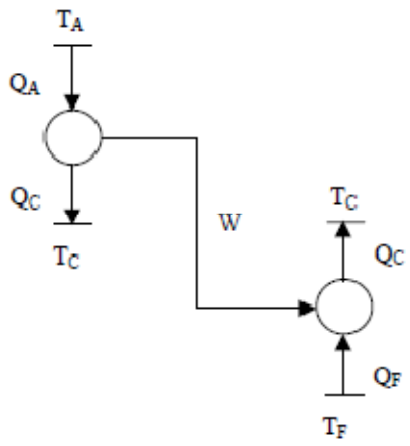


Ilustración 5.4: Ciclo directo e inverso de Carnot combinados (FUENTE: Apuntes Calor y Frío, Refrigeración por absorción)

Haciendo los balances de cada ciclo y teniendo en cuenta que se tratan de ciclos ideales de Carnot es posible relacionar el trabajo, producido por el ciclo directo y consumido por el ciclo inverso, con los calores intercambiados entre los focos. Como la relación entre calores es equivalente a la relación de temperaturas se cumple la ecuación:

$$W = Q_A - Q_C = Q_A \cdot \left(1 - \frac{T_C}{T_A}\right) = W = Q_C - Q_F = Q_F \cdot \left(\frac{T_C}{T_F} - 1\right) \qquad [4.1]$$

El coeficiente de eficiencia energética (CEE) combinado para ambos ciclos se puede calcular según la ecuación siguiente:

$$CEE = \frac{Q_F}{Q_A} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \cdot \frac{T_A - T_C}{T_A} \qquad [4.2]$$

5.7. SISTEMA DE ENERGÍA DE APOYO

Los sistemas de energía de apoyo son fundamentales en todas aquellas instalaciones que utilicen como fuente de energía primaria un recurso del que no se puede garantizar su continua disponibilidad. En este caso, al tratarse de una

instalación solar se necesitará un sistema de apoyo que garantice poder cubrir la demanda de energía térmica, ante condiciones meteorológicas adversas o posibles averías de los sistemas.

Existen distintos modos de dar apoyo a las instalaciones solares:

- ✓ Fuente auxiliar en paralelo: en esta configuración el sistema de apoyo se encarga de cubrir todas las necesidades energéticas cuando la temperatura del agua en el interior del tanque no alcanza el nivel necesario requerido para las distintas aplicaciones.
- ✓ Fuente auxiliar en serie: en esta configuración el sistema de apoyo se encarga de elevar la temperatura a la que el agua sale de tanque de almacenamiento hasta el nivel de servicio. Este modo permite aprovechar la energía contenida en los acumuladores.

La opción adoptada aquí será la siguiente. En el circuito de ACS, la caldera se instalará en serie, elevando la temperatura del agua si es necesario. Si la temperatura es la deseada, se dirigirá por un bypass a la caldera. Para los otros dos circuitos, el de climatización y el de calefacción, la solución adoptada será la de de colocar la caldera completamente en paralelo, es decir, si el tanque tiene una temperatura suficiente como para poder atender las demandas de la máquina de absorción o el suelo radiante, la caldera no entrará en funcionamiento y todo el agua retornará al tanque de almacenamiento. Si no es así, una válvula de tres vías se encargara de hacer circular el agua de retorno por la caldera para que esta suministre el calor necesario. Se toma esta decisión, porque de la otra manera, el retorno podría tener una temperatura mayor que la del tanque y con ella la temperatura de entrada a los colectores solares, bajando el rendimiento de estos al aumentar las pérdidas.

6. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DEL COLECTOR SOLAR PLANO

En el presente capítulo estudiaremos la transferencia de calor en colectores solares planos, considerando la velocidad y dirección del viento. La modelización está basada en realizar un balance de energía en estado estacionario sobre el colector de forma que se determinan en detalle las pérdidas térmicas. Los procesos de intercambio de calor contemplados en el modelo son:

- radiación existente entre la superficie acristalada y el cielo,
- convección forzada externa sobre el cristal de los colectores,
- conductividad en el cristal,
- conductividad del acetato de celulosa,
- conductividad en el aislante,
- conductividad en la caja,
- conductividad en el tubo de cobre,
- convección forzada interna en los tubos debida al flujo de fluido que queremos calentar,
- convección forzada en la parte trasera de los colectores.

En este estudio, el colector seleccionado es el colector 5000ST de Gamesa Solar:

Ilustración 6.1: Colector 5000ST (FUENTE: GAMESA)

Se estudiarán todas las resistencias que intervienen en la determinación del rendimiento del colector, para estimar las pérdidas obtenidas y poder observar también las diferencias existentes entre el rendimiento real y el suministrado por el fabricante, el cual sería realizado en un laboratorio pero con otras condiciones de operación diferentes.

6.1. CIRCUITO TÉRMICO

Para calcular las resistencias térmicas, se ha propuesto el siguiente esquema de resistencias existentes en el colector:

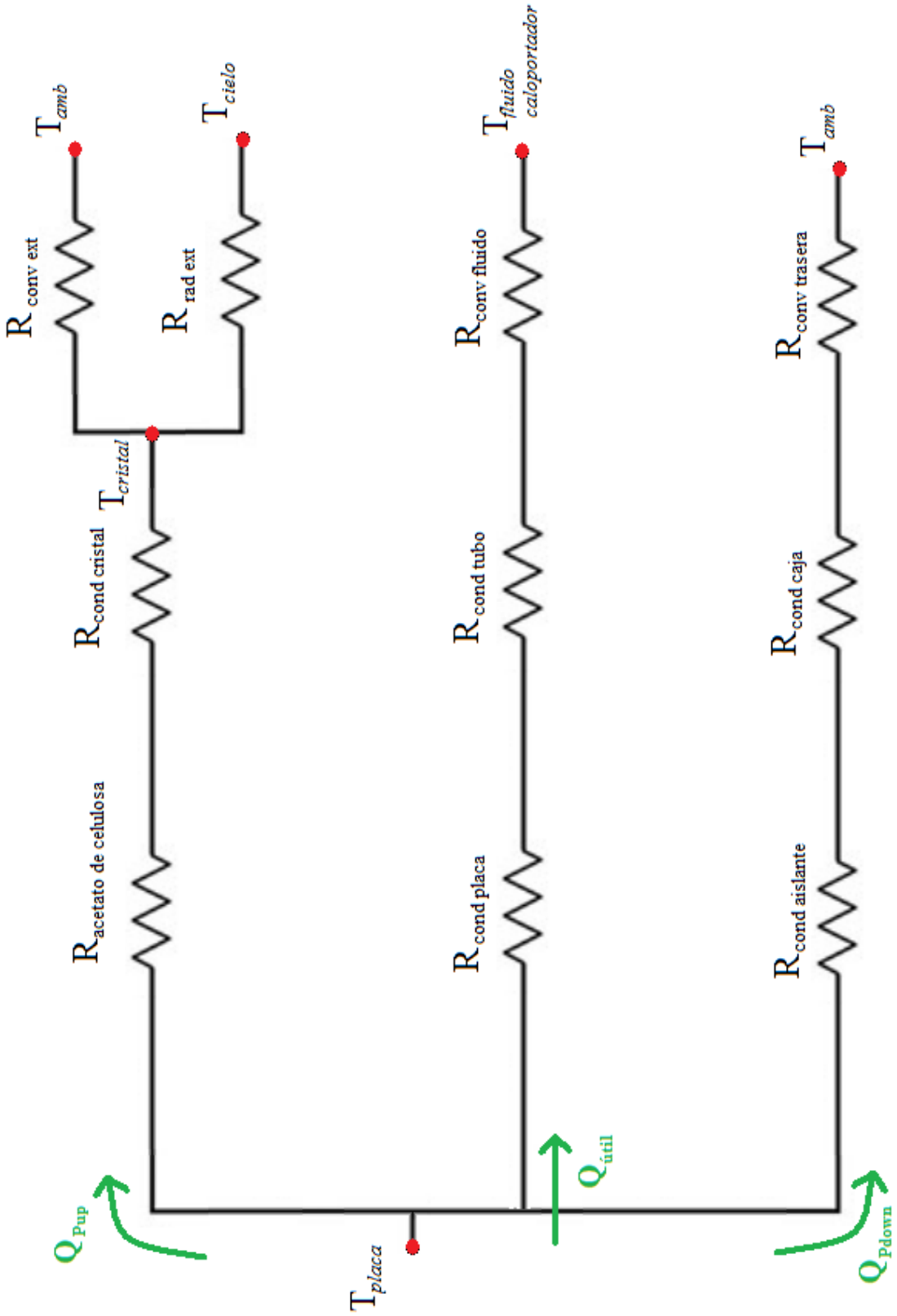


Ilustración 6.2: Esquema de resistencias térmicas de colector solar en contacto con el ambiente

A continuación detallaremos los diferentes cálculos realizados para hallar cada resistencia mostrada en la figura. Para ello, trabajaremos con valores medios mensuales determinados en el capítulo 2, por lo que obtendremos diferentes resultados para las resistencias que dependan de factores que varíen a lo largo del año.

6.1.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN EXTERIOR ENTRE LA SUPERFICIE ACRISTALADA Y EL CIELO

Para calcular la resistencia de radiación se utilizará la siguiente expresión:

$$R_{\text{rad ext}} = \frac{1}{\varepsilon_{cristal} \cdot \sigma \cdot A \cdot \left[(T_{cristal})^2 + (T_{cielo})^2 \right] \cdot (T_{cristal} + T_{cielo})} \qquad [6.1]$$

Donde:

- $\varepsilon_{cristal}$: Emisividad de cristal. Al ser vidrio templado ≈ 0,1 []
- σ: Constante de Stefan-Boltzman = $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ [W/m^{2}K]
- A: área útil del cristal [m^2]

Para las temperaturas se tendrán en cuenta las siguientes correlaciones, sabiendo que debemos operar en grados Kelvin:

$$\begin{cases} T_{cristal} = T_{amb} + 10 \cdot K \\ T_{cielo} = 0{,}037536 \cdot T_{amb}{}^{1,5} + 0{,}32 T_{amb} \end{cases} \qquad [6.2]$$

La primera correlación fue proporcionada por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid y la correlación de la temperatura del cielo fue extraída del libro: URSULA EICKER, "*Solar Technologies for Buildings*", Wiley 2003, Pág. 88 Ecuación (3.75), el cual hace una aproximación de la fórmula de Swinbank.

6.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE EL CRISTAL DE LOS COLECTORES

Para calcular la resistencia de convección exterior se tendrá en cuenta la siguiente expresión:

$$R_{\text{conv ext}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A} \qquad [6.3]$$

Gracias a los datos de partida de la estación meteorológica instalada en Leganés, conocemos que la dirección del viento media es sentido noroeste, como ya expusimos en el Capítulo 2. Al no ser esta dirección, ni flujo paralelo ni flujo cruzado, deberemos calcularnos las diferentes entalpías y promediarlas mediante la siguiente ecuación:

$$h_{ext} = (h_{PFext}^4 + h_{CFext}^4)^{1/4} \qquad [6.4]$$

Para calcularnos dichos entalpías utilizaremos las siguientes correlaciones proporcionadas por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III (FUENTE: Sartori E., (2006) "Convection coeffient equations for forced air flow over flat surface", *Solar Energy*, 80 pp. 1063-1071):

$$\begin{cases} Nu_{CFext} = 3{,}846 \cdot \mathrm{Re}_{CF}^{0{,}325} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3} \rightarrow h_{CFext} = \dfrac{K_{aire} \cdot Nu_{\mathrm{CFext}}}{h} \\ Nu_{PFext} = 0{,}105 \cdot \mathrm{Re}_{PF}^{0{,}646} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3} \rightarrow h_{PFext} = \dfrac{K_{aire} \cdot Nu_{\mathrm{PFext}}}{L} \end{cases} \qquad [6.5]$$

Siendo los números de Reynolds y Prandtl igual a:

$$\mathrm{Re}_{CF} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot h \cdot \sin(\theta)}{\mu_{aire}} \quad [6.6] \qquad \mathrm{Re}_{PF} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot L \cdot |\cos(\theta)|}{\mu_{aire}} \quad [6.7]$$

$$\Pr = \frac{\mu_{fluido} \cdot Cp_{fluido}}{K_{fluido}} \qquad [6.8]$$

Las constantes del aire necesarias para estas ecuaciones son:

$$\rho = 1{,}16 \, {}^{kg}\!/_{m^3}$$
$$C_p = 1007 \, {}^{J}\!/_{kg \cdot K}$$
$$\mu = 184{,}6 \cdot 10^{-7} \, {}^{N \cdot s}\!/_{m^2}$$
$$K_{aire} = 0{,}023 \, {}^{W}\!/_{m \cdot K}$$

6.1.3. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD EN EL CRISTAL

Para calcular la resistencia de conducción que opone el cristal nos fijaremos en esta expresión:

$$R_{\text{cond cristal}} = \frac{e_{cristal}}{K_{cristal} \cdot A} \qquad [6.9]$$

Donde:

- $e_{cristal}$: Espesor del cristal [m]
- $K_{cristal}$: Conductividad térmica del cristal, vidrio templado [W/m·K]

Entrando en la ecuación con los valores correspondientes a nuestro colector, obtenemos la resistencia térmica:

$$R_{\text{cond cristal}} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \, m}{1.05 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2.1 m^2} = 1.814 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

Este valor permanece constante a lo largo de todo el año durante todo el año.

6.1.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD DEL ACETATO DE CELULOSA

Para calcular la resistencia de conducción que opone el cristal nos fijaremos en esta expresión:

$$R_{\text{acetato de celulolsa}} = \frac{e_{\text{acetato de celulosa}}}{K_{\text{acetato de celulosa}} \cdot A} \qquad [6.10]$$

Donde:

- $e_{cristal}$: Espesor del cristal [m]
- $K_{cristal}$: Conductividad del acetato de celulosa [W/m·K]

Entrando en la ecuación con los valores correspondientes a nuestro colector, obtenemos la resistencia térmica:

$$R_{\text{acetato de celuloda}} = \frac{15 \cdot 10^{-3} m}{0.16 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2.1 m^2} = 0.045 \frac{K}{W}$$

Este valor permanece constante a lo largo de todo el año durante todo el año.

6.1.5. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD EN LA PLACA

La resistencia de la placa absorbedora, se calcula como un balance de energía entre la temperatura de la placa y la temperatura media del fluido que pasa por los tubos, y se determina su valor como:

$$R_{\text{cond placa}} = 0{,}012 \, K/W$$

6.1.6. RESISTENCIA TÉRMICA CONDUCTIVA EN EL TUBO DE COBRE

Para calcular la resistencia de conducción que ofrecen los tubos de cobre se recurre a la expresión de geometría cilíndrica de transmisión de calor por conducción:

$$R_{\text{cond tubo}} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{\text{int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{Cu} \cdot L_{tubo}} \qquad [6.11]$$

Donde:

- r_{ext} y r_{int}: son los radios exterior e interior del tubo de cobre [m]
- K_{Cu}: conductividad térmica del cobre [W/m·K]
- L_{tubo}: longitud del tubo [m]

Sustituyendo los valores obtenemos que la resistencia de un tubo es:

$$R_{\text{cond tubo}} = \frac{\ln\left(\frac{6 \cdot 10^{-3} m}{5 \cdot 10^{-3} m}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 400 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 1.05 m} = 6.9 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W}$$

Al haber 7 tubos la resistencia total de conducción será:

$$R_{\text{cond 7 tubos}} = 6.9 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W} \cdot 7 tubos = 4.83 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$$

Este valor se mantendrá constante a lo largo del año.

6.1.7. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA INTERNA EN LOS TUBOS DEBIDA AL FLUJO DE FLUIDO QUE QUEREMOS CALENTAR

Para calcular la esta resistencia térmica necesitaremos conocer varios parámetros. Primero vemos las expresiones que nos permitirán calcularla:

$$R_{\text{conv fluido}} = \frac{1}{h_{\text{fluido interior}} \cdot A_{\text{interior}}} \qquad [6.12]$$

$$h_{\text{fluido interior}} = \frac{K_{fluido} \cdot Nu_{\text{fluido interior}}}{D} \qquad [6.13]$$

$$Nu_{\text{fluido interior}} = 0{,}023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4} \qquad [6.14]$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{fluido} \cdot Cp_{fluido}}{K_{fluido}} \qquad [6.15]$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{fluido}}{\pi \cdot D \cdot \mu_{fluido}} \qquad [6.16]$$

Donde:

- $h_{fluido\ interior}$: coeficiente de convección en la pared interior de los tubos [W/m^2·K]
- K_{fluido}: Conductividad térmica del fluido [W/m·K]
- D: longitud característica, en este caso el diámetro de los tubos [m]
- Re: Nº de Reynolds []
- Pr: Nº de Prandl []
- μ_{fluido}: viscosidad cinemática del fluido [N·s/m^2]
- Cp_{fluido}: calor específico del fluido[J/kg·K]
- m_{fluido}: gasto másico del fluido [kg/s]

El fluido que circula por los tubos del colector solar será agua + anticongelante, debido a que en nuestra localización existen riesgos de heladas. Según las recomendaciones de uso del fabricante la concentración de agua + glicol debe ser 70/30%.

Los anticongelantes más usados son los glicoles. Dentro de ellos los más frecuentes son el etilenglicol y el propilenglicol. El segundo al no ser tóxico es el más usado a pesar de su mayor coste e inferiores propiedades térmicas.

Para obtener las constantes del fluido tendremos en cuenta la temperatura mínima histórica en Leganés, siendo ésta $T_{mín\ histórica}$ = -12 ºC, obtenida en AEMET (Instituto Nacional de Meteorología), y le restamos unos grados para ser conservadores, por lo que usaremos $T_{mínima}$ = -15 ºC y con una concentración del 30% en propilenglicol entramos en las siguientes tablas para ver las propiedades del fluido:

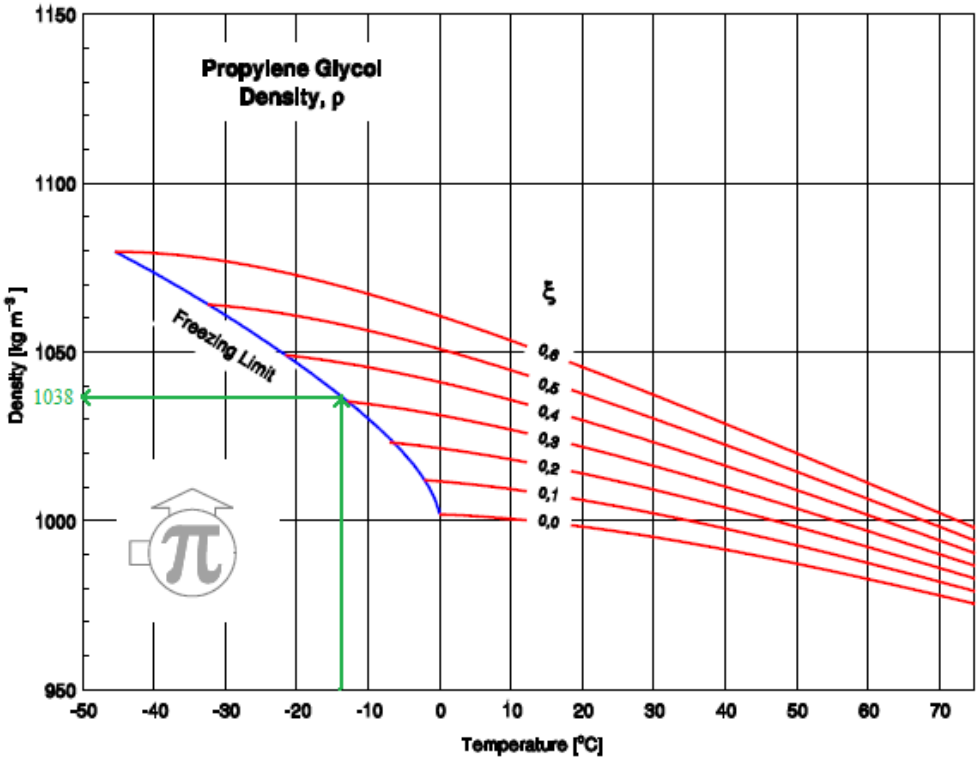


Ilustración 6.3: Densidad de la mezcla propilenglicol – agua (FUENTE: M-Conde Engineering, Zurich 2002)

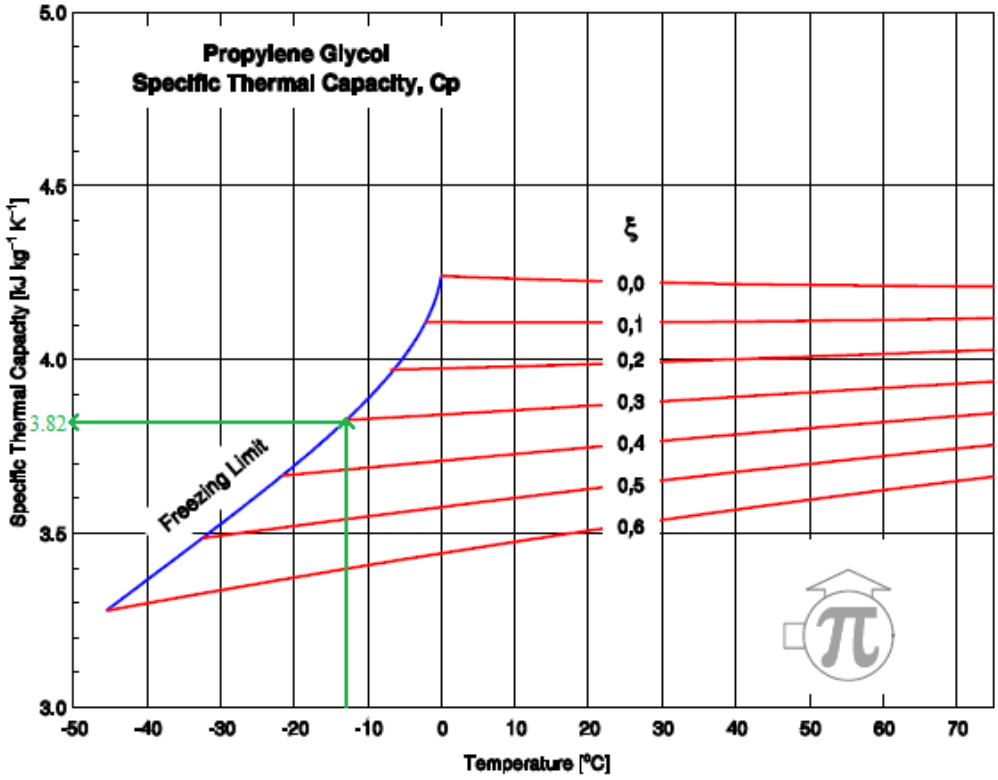


Ilustración 6.4: Capacidad térmica específica de la mezcla propilenglicol – agua (FUENTE: M-Conde Engineering, Zurich 2002)

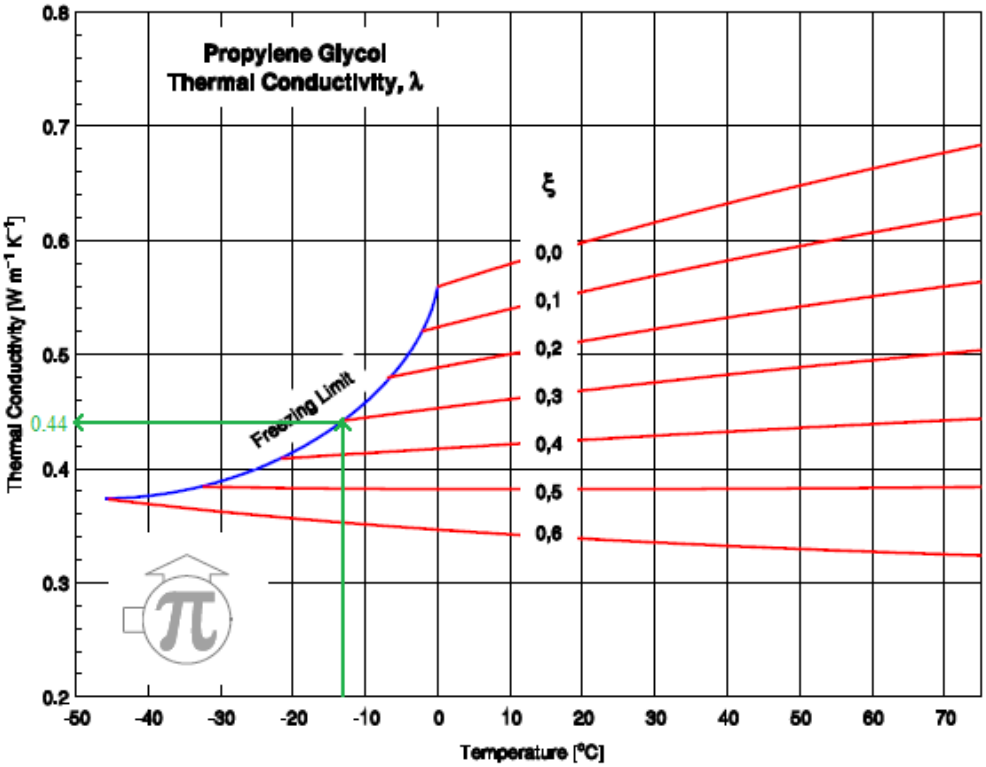


Ilustración 6.5: Conductividad térmica de la mezcla propilenglicol – agua (FUENTE: M-Conde Engineering, Zurich 2002)

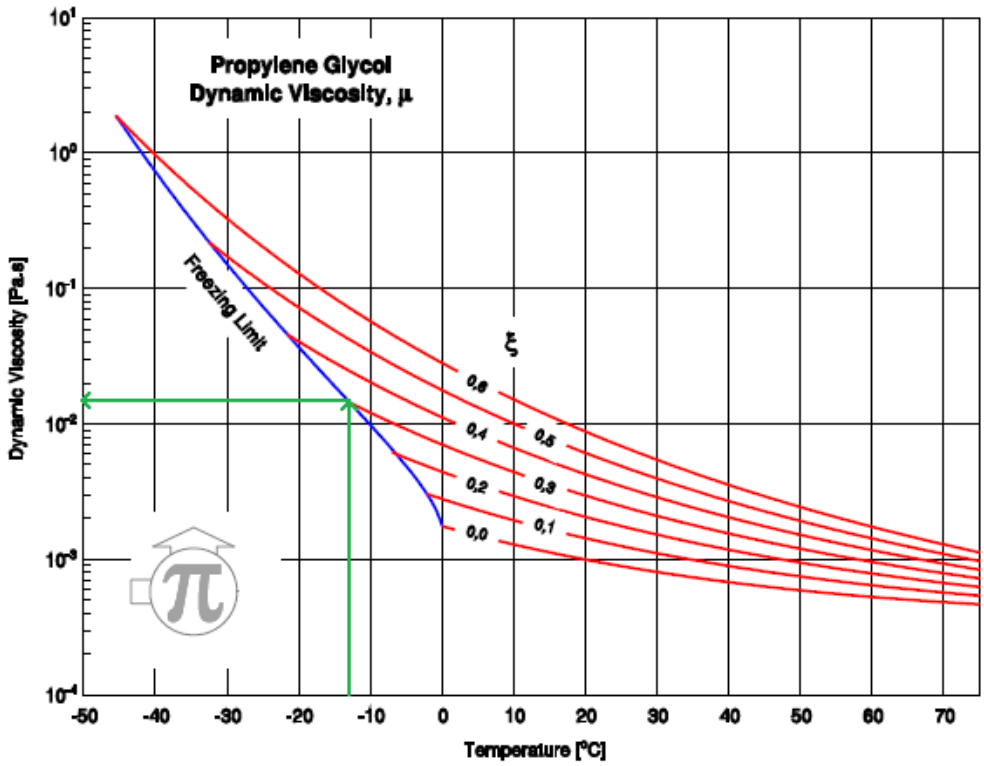


Ilustración 6.6: Viscosidad dinámica de la mezcla propilenglicol - agua (FUENTE: M-Conde Engineering, Zurich 2002)

Observando las gráficas obtenemos las propiedades del fluido:

$$\rho_{fluido} = 1038 \, {}^{kg}\!/_{m^3}$$
$$Cp_{fluido} = 3820 \, {}^{J}\!/_{kg \cdot K}$$
$$\mu_{fluido} = 1{,}6 \cdot 10^{-2} \, {}^{N \cdot s}\!/_{m^2}$$
$$K_{fluido} = 0{,}44 \, {}^{W}\!/_{m \cdot K}$$

Se tomará del catálogo del fabricante el caudal recomendado de 60 l/h/m^2 para hallar la masa de fluido que circula por cada colector en un segundo:

$$\dot{m}_{fluido} = \dot{Q}_{fabricante} \cdot \rho_{fluido} \cdot A \qquad [6.17]$$

$$\dot{m}_{fluido} = 60 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1m^3}{1000l} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot 1038 \frac{kg}{m^3} \cdot 2.1m^2 = 0.036 \frac{kg}{s}$$

El área de transferencia en este caso se tomará como:

$$A_{\text{interior}} = \pi \cdot D_{\text{int}} \cdot L_{tubo} \cdot n^{o} tubos = \pi \cdot 10^{-2} m \cdot 1.05 \frac{m}{tubo} \cdot 7 tubos = 0.231 m^2$$

Por tanto la resistencia térmica de convección a través del fluido en los tubos será:

Tabla 6.1: Resistencia térmica de convección del fluido del interior de las tuberías

m_{fluido} [kg/s]	Reynolds	Prandtl	Nusselt	$h_{fluido\ interior}$ [W/m^{2}K]	$R_{convfluido}$ [K/W]
0,036	289,1	138,9	15,4	677,6	0,0064

6.1.8. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD EN EL AISLANTE

Para calcular la resistencia térmica que ofrece el aislante utilizaremos la siguiente expresión:

$$R_{\text{cond aislante}} = \frac{e_{aislante}}{K_{aislante} \cdot A} \qquad [6.18]$$

Sustituyendo los valores de nuestro colector obtenemos una resistencia de:

$$R_{\text{cond aislante}} = \frac{35 \cdot 10^{-3}\, m}{0.05 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2.1 m^2} = 0.33 \frac{K}{W}$$

Este valor es constante independientemente del mes del año en que estemos.

6.1.9. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD EN LA CAJA

Para calcular la resistencia térmica que ofrece el aislante utilizaremos la siguiente expresión:

$$R_{\text{cond caja}} = \frac{e_{caja}}{K_{caja} \cdot A} \qquad [6.19]$$

Sustituyendo los valores de nuestro colector obtenemos una resistencia de:

$$R_{\text{cond caja}} = \frac{5 \cdot 10^{-3}\, m}{237 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 2.1 m^2} = 1.005 \cdot 10^{-5} \frac{K}{W}$$

Al igual que el anterior este valor se mantendrá constante a lo largo de todo el año.

6.1.10. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EN LA PARTE TRASERA DE LOS COLECTORES

Para calcular la resistencia de convección que ofrece la caja con el exterior se tendrá en cuenta la siguiente expresión:

$$R_{\text{conv caja ext}} = \frac{1}{h_{\text{caja ext}} \cdot A} \qquad [6.20]$$

Al igual que para la resistencia térmica de convección del cristal con el ambiente, tenemos el caso en el que existe flujo paralelo y flujo cruzado. Volvemos a calcular las entalpías para después promediarlas:

$$h_{ext} = (h_{PFext}^4 + h_{CFext}^4)^{1/4} \qquad [6.21]$$

En este caso las correlaciones para la parte trasera del colector cambian. Éstas también fueron proporcionadas por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III (FUENTE: Sartori E., (2006) "Convection coeffient equations for forced air flow over flat surface", *Solar Energy*, 80 pp. 1063-1071):

$$\begin{cases} Nu_{CFcaja\,ext} = 0{,}135 \cdot \mathrm{Re}_{CF}^{0{,}709} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3} \rightarrow h_{CFext} = \dfrac{K_{aire} \cdot Nu_{\mathrm{CFext}}}{h} \\ Nu_{PFcaja\,ext} = 8{,}948 \cdot \mathrm{Re}_{PF}^{0{,}385} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3} \rightarrow h_{PFext} = \dfrac{K_{aire} \cdot Nu_{\mathrm{PFext}}}{L} \end{cases} \qquad [6.22]$$

Siendo los números de Reynolds y Prandtl igual a:

$$\mathrm{Re}_{CF} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot h \cdot \sin(\theta)}{\mu_{aire}} \quad [6.23] \qquad \mathrm{Re}_{PF} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot L \cdot |\cos(\theta)|}{\mu_{aire}} \quad [6.24]$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu_{fluido} \cdot Cp_{fluido}}{K_{fluido}} \qquad [6.25]$$

6.1.11. VARIACIÓN DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS MES A MES

Con la ayuda de una hoja de MathCad, podemos calcular el valor de las resistencias convectivas frontal y trasera, así como la resistencia térmica de radiación al exterior. Introduciendo los valores medios mensuales de temperatura y velocidad del viento obtenemos la siguiente tabla:

MES	$R_{rad\ ext}$ [W]	$R_{con\ ext}$ [W]	$R_{con\ trasera}$ [W]
ENE	0.979	0.14	0.032
FEB	0.97	0.122	0.03
MAR	0.936	0.112	0.028
ABR	0.896	0.115	0.029
MAY	0.87	0.123	0.03
JUN	0.803	0.117	0.029
JUL	0.778	0.121	0.029
AGO	0.807	0.124	0.03
SEP	0.828	0.127	0.03
OCT	0.876	0.126	0.03
NOV	0.95	0.139	0.032
DIC	0.978	0.136	0.032

Tabla 6.2: Resistencias térmicas mensuales de radiación exterior, convección exterior y convección exterior posterior

6.2. CÁLCULO DE PÉRDIDAS

Una vez conocidos el valor de todas las resistencias térmicas, podemos conocer las pérdidas del colector sumando la cantidad de energía térmica que pierde por la tapa superior y por la inferior:

$$Q_{PC} = Q_{Pdown} + Q_{Pup} \qquad [6.26]$$

Las pérdidas de calor que se disipan por la tapa inferior las calculamos con:

$$Q_{Pdown} = \frac{T_{placa} - T_{amb}}{R_{\text{cond aislante}} + R_{\text{cond caja}} + R_{conv\ \text{trasera}}} \qquad [6.27]$$

Siendo:

T_{amb}: la temperatura del ambiente [K]

T_{placa}: la temperatura en la superficie de la placa [K], siendo esta igual a:

$$\begin{cases} T_{placa} = T_{agua} + 10 \cdot K \\ T_{agua} = \dfrac{T_{\text{ent colectores}} + T_{\text{sal colectores}}}{2} \end{cases} \qquad [6.28]$$

Por otro lado, la transferencia de calor a través de la tapa superior se puede calcular de diversas formas, en nuestro caso hemos elegido:

$$Q_{Pup} = \frac{T_{cristal} - T_{amb}}{R_{conv\text{ext}}} + \frac{T_{cristal} - T_{cielo}}{R_{\text{rad ext}}} \qquad [6.29]$$

Las temperaturas del cielo y del cristal fueron calculadas en la ecuación 5.2.

Operando con la ayuda de la hoja de MathCad conseguimos hallar el valor de las pérdidas de un colector necesario a posteriori para resolver el cálculo de la instalación. Los resultados finales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.3: Pérdidas del colector solar mensuales y anual

MES	Q_{Pdown} [W]	Q_{Pup} [W]	Q_{PC} [W]
Enero	60.154	96.711	156.865
Febrero	75.073	106.962	182.035
Marzo	123.77	114.746	238.516
Abril	140.844	111.808	252.652
Mayo	145.333	106.133	251.466
Junio	170.248	109.936	280.184
Julio	203.343	107.103	310.446
Agosto	183.347	105.391	288.184
Septiembre	132.067	103.747	235.814
Octubre	88.549	104.593	193.142
Noviembre	72.323	97.257	169.581
Diciembre	55.558	98.818	154.376
ANUAL			**226.151**

7. CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN SOLAR

En el actual capítulo nuestro objetivo será en un principio conocer el área de colectores que necesitaremos para cubrir nuestra demanda de ACS. Para el cálculo de la superficie útil de captadores solares, se planteará un principio de 7 ecuaciones con 7 incógnitas, basando el cálculo en los diferentes balances de energía de los distintos elementos del sistema.

7.1. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES PARA HALLAR EL ÁREA DE COLECTORES

A modo de resumen, especificaremos a continuación los parámetros conocidos, las variables e incógnitas del sistema:

Parámetros de los que partimos:

- Radiación sobre el plano horizontal
- Resistencias térmicas del colector
- Eficiencia del intercambiador de calor (ε_{IC})
- Caudal de consumo (m_{cons})
- Temperatura de la red(T_{red})
- Temperatura ambiente (T_{amb})
- Densidades de los fluidos ($\rho_{agua\text{-}glicol}$, ρ_{agua})
- Calores específicos de los fluidos ($Cp_{agua\text{-}glicol}$, Cp_{agua})
- Temperatura de suministro (T_{sum})

Parámetros variables:

- Caudal circuito primario (m_1)
- Caudal circuito secundario (m_2)

Las incógnitas serán:

- Temperatura de entrada en los colectores (T_{ci})
- Temperatura de salida en los colectores (T_{co})
- Temperatura de entrada en el tanque (T_{ici})
- Temperatura de salida en el tanque (T_{ico})
- Temperatura de consumo (T_{cons})
- Temperatura media del tanque (T_t)
- Área de colectores (A)

7.1.1. BALANCES

BALANCE DE ENERGÍA EN LOS COLECTORES

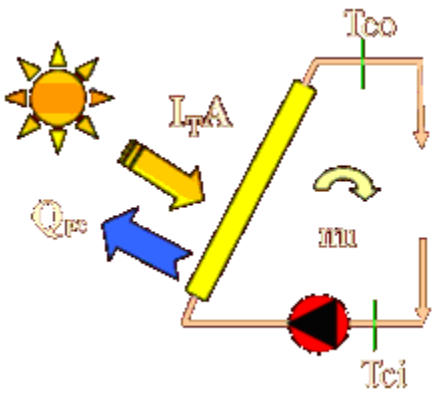


Ilustración 7.1: Esquema del circuito primario

La expresión que define el balance en el colector solar mostrado en la figura 7.1 considerando estado estacionario es:

$$0 = I_T \cdot A \cdot a_0 + \dot{Q}_{PC} + \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) \qquad [7.1]$$

Siendo:

- I_T: Radiación incidente [W/m^2]
- a_0: rendimiento óptico del colector solar
- Q_{PC}: flujo de calor debido a las pérdidas originadas en el colector.

Conociendo de los datos facilitados por el fabricante del colector solar:

$$a_0 = 0{,}7443$$

BALANCE DE ENERGÍA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

A continuación mostramos el esquema del intercambiador de calor:

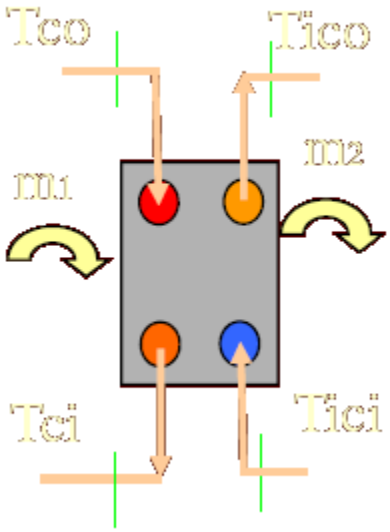


Ilustración 7.2: Esquema del intercambiador 1

Al igual que el colector solar plano, en el intercambiador también se supone un estado estacionario, por lo que el balance de energía quedará definido como:

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \qquad [7.2]$$

Como el intercambiador es simétrico, se debe de tener en cuenta que los caudales primario y secundario son iguales:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \qquad [7.3]$$

EFICIENCIA EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La eficiencia en el intercambiador de calor mide la transferencia de calor del intercambiador frente a la transferencia de calor ideal. En nuestro caso se estimará n valor típico de 0,7 y la ecuación que define dicha eficiencia quedará como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ici})} \qquad [7.4]$$

Siendo C_{min} el valor del mínimo producto entre: $m_1 \cdot Cp_1$ y $m_2 \cdot Cp_2$.

CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA ANUAL

Para este balance se tendrá en cuenta el siguiente esquema:

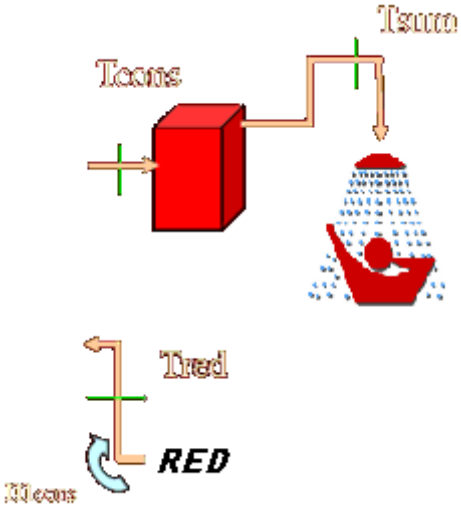


Ilustración 7.3: Esquema del circuito de ACS

La contribución solar es la fracción entre la energía solar aportada y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales. El Código Técnico de Edificación (CTE) determina, en función de la zona climática donde se encuentre el edificio sometido al estudio, un valor mínimo para la fracción solar anual.

Como ya explicamos en capítulos anteriores, nuestro edificio se encuentra en Leganés, perteneciente a la Zona climática IV, y que con el consumo de agua que necesitamos para abastecer a la población, le corresponde una fracción igual al 60%.

La temperatura de suministro al consumo está también fijada por la normativa del CTE, siendo ésta igual a 60 ºC, además de por razones de salubridad, para evitar la proliferación de bacterias y de microorganismos, incluyendo la Legionela. De esta manera la fracción solar queda definida de la siguiente manera:

$$f = \frac{\dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{\dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})} \qquad [7.5]$$

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \qquad [7.6]$$

BALANCE DE ENERGÍA EN EL TANQUE

El tanque de acumulación se representa con el siguiente esquema:

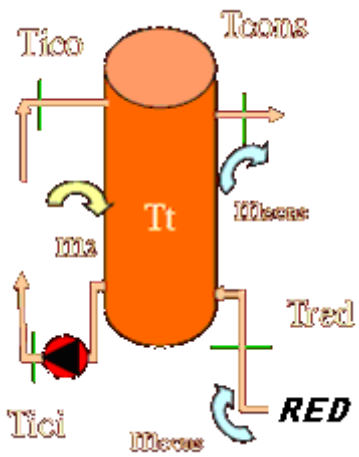


Ilustración 7.4: Esquema del tanque solar

Para este caso supondremos el acumulador estacionario al igual que los anteriores elementos, siendo la ecuación que define el balance de energía la siguiente:

$$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \qquad [7.7]$$

GRADO DE ESTRATIFICACIÓN EN EL TANQUE

Debido a la diferencia de densidades y temperaturas en los niveles de agua del tanque se produce el llamado fenómeno de estratificación. En nuestro caso, el grado de estratificación es de 0,5 (grado medio). Una estratificación muy alta implicaría que el volumen almacenado a la temperatura de consumo 60ºC sería bajo, por lo que optamos por una solución intermedia que permita tener suficiente agua caliente y que el retorno a la instalación solar sea a baja temperatura

Para que la estratificación sea lo mayor posible debemos tomar como medida básicas la utilización de tanques verticales y con conexión en serie de las baterías de los depósitos.

Suponiendo al igual que los anteriores casos un estado estacionario y que el tanque está completamente mezclado, al aplicar el balance de energía al siguiente esquema de funcionamiento obtenemos:

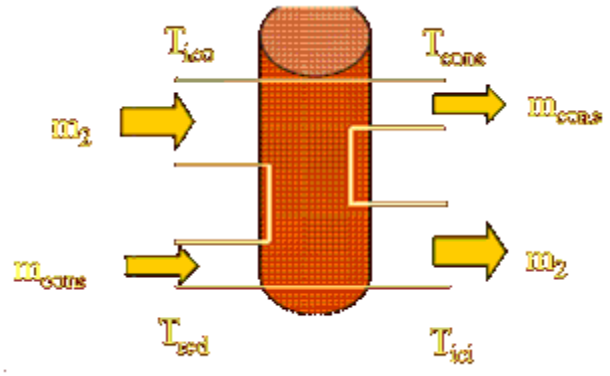


Ilustración 7.5: Esquema de la estratificación del tanque solar

$$\dot{m}_2 \cdot Cp \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot Cp \cdot T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) \cdot Cp \cdot T_t \qquad [7.8]$$

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}} \qquad [7.9]$$

Si se supone un caso de estratificación de $E_T = 0{,}5$:

$$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} \qquad [7.10]$$

De modo que la temperatura de consumo ha de estar entre la temperatura de salida del intercambiador y la temperatura media del tanque.

7.1.2. RESUMEN DE ECUACIONES

Tabla 7.1: Ecuaciones del sistema

BALANCE	ECUACIÓN
Balance en el colector	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot a_0 + \dot{Q}_{PC}$
Balance en el intercambiador de calor	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$
Eficiencia en el intercambiador	$\varepsilon = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ici})}$
Contribución solar mínima	$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$
Balance en el tanque	$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$
Temperatura media en el tanque	$T_t = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}}$
Grado de estratificación del tanque	$E_T = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$

7.1.3. VALORES INICIALES

En primer lugar, para la obtención del área mínima que cumpla con los requisitos del CTE, se trabajará con los valores medios anuales. Es decir, en un primer cálculo el valor de la fracción mínima solar será un dato y tendremos como incógnita el área de los colectores

Para obtener los valores iniciales con los que empezar a iterar y poder resolver el sistema con 7 ecuaciones con 7 incógnitas tendremos en cuenta las siguientes correlaciones:

- Área de captación: $A = 0{,}5 \cdot \text{Nº personas}$ [7.11]
- Caudal de consumo: $\dot{m}_{cons} = \dfrac{\dot{m}_{cons\,\text{día}}}{h_{sol}}$ [7.12]

Tabla 7.2: Valores medios anuales y sus unidades

PARÁMETRO	VALOR
Radiación media incidente sobre superficie inclinada	$I_{TA} = 484$ W/m^2
Coeficiente de rendimiento de colector	$a_0 = 0{,}7443$
Eficiencia del intercambiador	$\varepsilon = 0{,}7$
Temperatura media de la red	$T_{redA} = 283{,}5$ K
Temperatura de suministro	$T_{sum} = 333$ K
Fracción solar mínima	$f = 0{,}6$
Caudal de consumo	$m_{consA} = 0{,}115$ kg/s
Estratificación del tanque	$E_T = 0{,}5$
Calores específicos de los fluidos	$Cp_{agua} = 4180$ J/kgK $Cp_{agua\text{-}glicol} = 3280$ J/kgK
Densidades de los fluidos	$\rho_{agua} = 995$ kg/m^3 $\rho_{agua\text{-}glicol} = 1038$ kg/m^3
Pérdidas en el colector solar	$Q_{PC} = 226$ W

Para la resolución del sistema hemos implantado el sistema de ecuaciones en *MathCad*. Este apoyándonos en la función *Find*, nos devuelve la solución al converger.

En la tabla que se muestra a continuación se hace un breve resumen de las variables que han sido incógnitas en el sistema y que posteriormente han sido halladas:

Tabla 7.3: Incógnitas resueltas del sistema anual

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura de entrada al colector	T_{ci} = 313,1 K (40 ºC)
Temperatura de salida del colector	T_{co} = 316,1K (43 ºC)
Temperatura de entrada al intercambiador	T_{ici} = 311,8 K (38,8 ºC)
Temperatura de salida del intercambiador	T_{ico} = 314,3 K (41,3 ºC)
Temperatura media del tanque	T_t = 313,1 K (40,1 ºC)
Temperatura de consumo	T_{cons} = 311,9 K (38,9 ºC)
Área de captación	A = 67,2 m^2

7.2. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES PARA HALLAR LA FRACCIÓN SOLAR MENSUAL

Una vez realizada una primera estimación del número de colectores necesarios, se repite la resolución del sistema pero de forma más concisa, utilizando valores mensuales de todas las variables.

En este caso se tomará como fijo el área de captación correspondiente a los 32 colectores y se calculará mes a mes el valor de la fracción solar mínima.

Al igual que en el apartado anterior el sistema que debemos solucionar consta de 7 ecuaciones con 7 incógnitas y volveremos a tomar como valores iniciales el caudal de consumo y el área de captación, que ya es conocido. Los valores conocidos que serán variables dependiendo del mes de estudio son:

Tabla 7.4: Valores mensuales de los parámetros conocidos

MES	T_{red} [ºC]	m_{cons} [kg/s]	I_T [W/m^2]
ENE	6	0,1437	246
FEB	7	0,1232	293
MAR	9	0,1175	494
ABR	11	0,1178	580
MAY	12	0,1124	591
JUN	13	0,1102	734
JUL	14	0,0973	801
AGO	13	0,0854	651
SEP	12	0,1038	546
OCT	11	0,1072	360
NOV	9	0,1309	283
DIC	6	0,1478	229

Ya implementado el sistema de ecuaciones y resuelto con ayuda del programa MathCad, la solución que se obtiene de las siete incógnitas son los que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7.5: Incógnitas del sistema resueltas mes a mes

MES	T_{co} [K]	T_{ci} [K]	T_{ici} [K]	T_{ico} [K]	T_t [K]	T_{cons}[K]	f
ENE	292.971	291.061	290.243	291.799	290.337	291.068	0.223
FEB	299.375	297.06	296.068	297.954	296.167	297.06	0.322
MAR	321.084	316.606	314.687	318.335	314.87	316.603	0.678
ABR	331.781	326.294	323.943	328.413	324.167	326.29	0.863
MAY	336.219	330.578	328.16	332.756	328.381	330.569	0.949
JUN	353.238	345.962	342.844	348.772	343.123	345.947	1.275
JUL	368.657	360.756	357.37	363.807	357.639	360.723	1.603
AGO	357.49	351.347	348.714	353.719	348.899	351.309	1.39
SEP	335.533	330.35	328.128	332.351	328.316	330.334	0.944
OCT	313.377	310.276	308.947	311.473	309.063	310.268	0.536
NOV	300.16	297.872	296.891	298.755	296.994	297.875	0.311
DIC	291.193	289.485	288.753	290.145	288.84	289.492	0.194
ANUAL							**0.653**

Para calcular la cobertura solar anual operamos con el cociente del sumatorio de la energía suministrada por la instalación solar dividido por el sumatorio de la demanda anual.

$$f_{\mathrm{ACS}} = \frac{\sum_i (T_{cons} - T_{red})}{\sum_i (T_{sum} - T_{red})} \qquad [7.13]$$

Se puede observar que en general la secuencia de temperaturas es mayor en los meses de verano y menor en los de invierno como es lógico. Al igual ocurre con la

fracción solar mínima, que es menor en los meses de invierno y aumenta en primavera para llegar al máximo en el mes de Julio, disminuyendo en otoño para llegar a sus mínimos valores de nuevo en invierno.

Si representamos la fracción mínima solar frente al mes en la que la estudiamos:

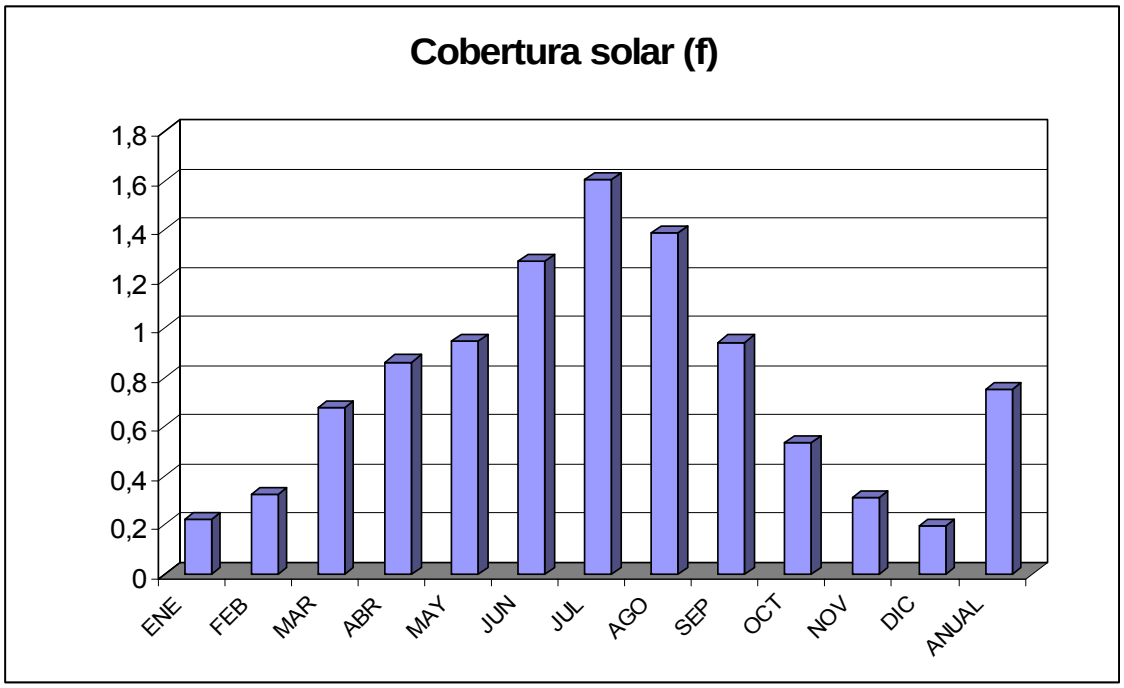


Ilustración 7.6: Contribución solar mensual de ACS

Según el CTE debe cumplirse que el dimensionado de la instalación esté limitado por las condiciones de que en ningún mes se supere el 110% de la demanda y en no más de tres meses el 100%, por lo que en este momento, el estudio de esta instalación no será válido ya que no se cumple la normativa.

Las pérdidas de calor ocasionadas en el colector ya han sido tenidas en cuenta por lo que a continuación se tendrán en cuenta las ocasionadas en las tuberías que transportan el fluido.

7.3. RESOLUCIÓN DE LAS PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO PRIMARIO

El circuito primario lo conforman todas aquellas tuberías que se encargan de llevar el fluido caloportador desde los colectores hasta el intercambiador de calor y una vez enfriado recogerlo para devolverlo a estos.

Las tuberías y accesorios de la instalación han de ser compatibles con el resto de elementos que constituyen la instalación solar, con el tipo de fluido empleado, resistentes a la corrosión y presentar una buena estabilidad térmica y mecánica.

El RITE establece que todas las tuberías que contengan fluidos a una temperatura mayor de 40ºC y que discurran por el exterior de los edificios deberán contar con aislamiento térmico. En la tabla siguiente proporcionada por el RITE establece los distintos espesores de aislante según la temperatura del líquido transportado y del diámetro de la tubería que transporta el fluido.

Tabla 7.6: Espesores mínimos de aislamiento para tuberías que discurren por el exterior de edificios y que transportan fluidos calientes. (FUENTE: RITE)

Diámetro exterior (mm)					Temperatura máxima del fluido (°C)		
					40...60	> 60...100	> 100...180
		D	≤	35	35	35	40
35	<	D	≤	60	40	40	50
60	<	D	≤	90	40	40	50
90	<	D	≤	140	40	50	60
140	<	D			45	50	60

El diámetro exterior de la tubería utilizada es de 28 mm, y tiene 1mm de espesor como indica el catálogo. La temperatura de trabajo estará entre los 40-100ºC. Como nos indica la tabla el espesor del aislante que debemos escoger es 35mm, por lo que:

Ilustración 7.7: Armaflex

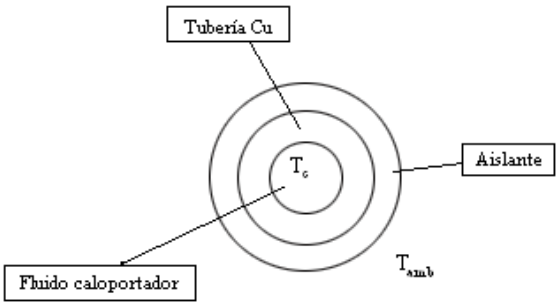


Ilustración 7.8: Esquema tubería

$$D_{\text{ext tubería}} = 28mm$$
$$D_{\text{ext aislante}} = 98mm$$

Como aislante se utilizará el comercializado bajo el nombre de ARMAFLEX, de la compañía ISOVER. Se trata de una coquilla de espuma elastomérica a base de caucho sintético flexible, con una estructura celular cerrada. La conductividad térmica del aislante es:

$$K_{armaflex} = 0{,}037 \frac{W}{m \cdot K}$$

7.3.1. CÁLCULO DEL CIRCUITO DE RESISTENCIAS QUE OFRECEN LAS TUBERÍAS

El sistema de resistencias térmicas equivalentes de las tuberías se muestra en la figura:

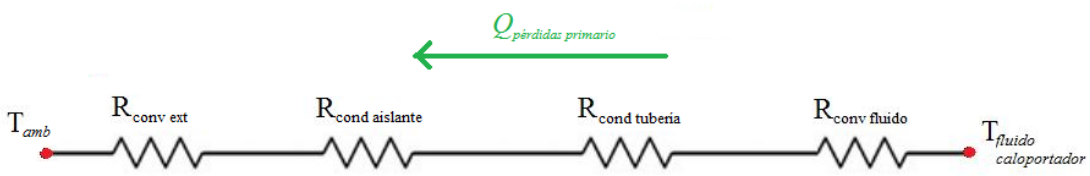


Ilustración 7.9: Esquema de las resistencias de las tuberías

RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA INTERNA EN LAS TUBERÍAS DEBIDA AL FLUJO DE FLUIDO QUE QUEREMOS CALENTAR

Al igual que calculamos las pérdidas en los colectores, usaremos las correlaciones para un flujo interno de convección forzada. Como sabemos del capítulo 5, las propiedades del fluido (agua + glicol) que transporta la tubería son las siguientes:

$$\rho_{fluido} = 1038 \, {}^{kg}\!/_{m^3}$$
$$Cp_{fluido} = 3820 \, {}^{J}\!/_{kg \cdot K}$$
$$\mu_{fluido} = 1{,}6 \cdot 10^{-2} \, {}^{N \cdot s}\!/_{m^2}$$
$$K_{fluido} = 0{,}44 \, {}^{W}\!/_{m \cdot K}$$

Las expresiones que nos permitirán calcular la resistencia convectiva son:

$$R_{\text{conv fluido}} = \frac{1}{h_{\text{fluido interior}} \cdot A_{\text{interior}}} \qquad [7.14]$$

$$h_{\text{fluido interior}} = \frac{K_{fluido} \cdot Nu_{\text{fluido interior}}}{D_{\text{int tubería}}} \qquad [7.15]$$

$$Nu_{\text{fluido interior}} = 0{,}023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0{,}4} \qquad [7.16]$$

$$\Pr = \frac{\mu_{fluido} \cdot Cp_{fluido}}{K_{fluido}} \qquad [7.17]$$

$$\mathrm{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{fluido}}{\pi \cdot D_{\text{int tubería}} \cdot \mu_{fluido}} \qquad [7.18]$$

Donde:

- $A_{interior}$: tendremos que tener en cuenta la longitud de la tubería.
- m_{fluido}: el caudal del fluido será el obtenido en la resolución de los apartados anteriores.

El área de transferencia en este caso se tomará como:

$$A_{\text{interior}} = \pi \cdot D_{\text{int tubería}} \cdot L_{tubería} = \pi \cdot 0{,}026m \cdot 491{,}64m = 40{,}16m^2 \qquad [7.19]$$

Por tanto la resistencia térmica de convección a través del fluido en las tuberías será:

Tabla 7.7: Resistencia de convección del fluido interior

m_{fluido} [kg/s]	Reynolds	Prandtl	Nusselt	$h_{fluido\ interior}$ [W/m^{2}K]	$R_{convfluido}$ [K/W]
3,052	9258,5	138,9	246,6	4173,23	$6 \cdot 10^{-6}$

RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD DE LA TUBERÍA

Esta resistencia se calcula como un cilindro:

$$R_{\text{cond tubería}} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{\text{int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{Cu} \cdot L_{tubería}} \qquad [7.20]$$

Donde:

- r_{ext} y r_{int}: son los radios exterior e interior de la tubería de cobre [m]
- K_{Cu}: conductividad térmica del cobre [W/m·K]
- L_{tubo}: longitud del tubo [m]

Sustituyendo los valores obtenemos que la resistencia de la tubería:

$$R_{\text{cond tubería}} = \frac{\ln\left(\frac{28 \cdot 10^{-3} m}{26 \cdot 10^{-3} m}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 400 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 491{,}64 m} = 6 \cdot 10^{-8} \frac{K}{W}$$

RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCTIVIDAD DEL AISLANTE

Esta resistencia se calcula del mismo modo que la anterior:

$$R_{\text{cond aislante}} = \frac{\ln\left(\frac{98 \cdot 10^{-3} m}{28 \cdot 10^{-3} m}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}037 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 491{,}64 m} = 1{,}09 \cdot 10^{-2} \frac{K}{W}$$

RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE EL ASILANTE

Para el cálculo de esta resistencia se tendrá en cuenta la siguiente expresión:

$$R_{\text{conv ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{aislante exterior}}} \qquad [7.21]$$

$$h_{\text{ext}} = \frac{K_{aire} \cdot Nu_{\text{ext}}}{D_{ext}} \qquad [7.22]$$

$$Nu_{ext} = C \cdot \text{Re}_{ext}{}^{m} \cdot \text{Pr}^{0,4} \qquad [7.23]$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{aire} \cdot Cp_{aire}}{K_{aire}} \qquad [7.24]$$

$$\text{Re}_{ext} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{viento} \cdot D_{ext}}{\mu_{aire}} \qquad [7.25]$$

Los valores de C y m dependen del nº de Reynolds, que en nuestro caso se cumple que para todos los meses que:

$$4000 < \text{Re}_{ext} < 40000 \qquad [7.26]$$

Por los coeficientes válidos para esta situación son:

C = 0,193

m = 0,618

El área de transferencia en este caso se tomará como:

$$A_{\text{aislanteexterior}} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tubería} = \pi \cdot 0{,}098m \cdot 491{,}64m = 151{,}36m^2 \qquad [7.27]$$

El cálculo de esta resistencia variará mes a mes debido a la diferente velocidad del viento incidente en el aislante de las tuberías. La resistencia de convección exterior será:

Tabla 7.8: Resistencia térmica debida a la convección exterior

MES	V_{VIENTO} [m/s]	REYNOLDS	NUSSELT	h_{ext} [W/m^{2}K]	$R_{conv\ ext}$ [K/W]
ENE	1,84	11215	57,2	13,6	$4{,}91\cdot10^{-4}$
FEB	2,29	13958	65,5	15,5	$4{,}31\cdot10^{-4}$
MAR	2,65	16153	71,7	17,0	$3{,}93\cdot10^{-4}$
ABR	2,51	15299	69,3	16,4	$4{,}07\cdot10^{-4}$
MAY	2,25	13715	64,8	15,4	$4{,}33\cdot10^{-4}$
JUN	2,44	14873	68,1	16,2	$4{,}12\cdot10^{-4}$
JUL	2,32	14141	66,0	15,7	$4{,}25\cdot10^{-4}$
AGO	2,23	13593	64,4	15,3	$4{,}36\cdot10^{-4}$
SEP	2,15	13105	63,0	14,9	$4{,}48\cdot10^{-4}$
OCT	2,18	13288	63,5	15,1	$4{,}42\cdot10^{-4}$
NOV	1,86	11337	57,6	13,7	$4{,}87\cdot10^{-4}$
DIC	1,93	11764	58,9	14,0	$4{,}77\cdot10^{-4}$

7.3.2. CÁLCULO DEL CALOR PÉRDIDO EN EL CIRCUITO PRIMARIO

Para calcular el calor perdido en las tuberías del circuito primario se utilizará la expresión:

$$Q_{\text{pérdidasprimario}} = \frac{\Delta T}{\sum R_{eq}} \qquad [7.28]$$

Donde:

- Req: son las resistencias equivalentes calculadas en el apartado anterior[K/W]
- ΔT: Diferencia de temperatura del fluido frío y caliente con la temperatura del ambiente exterior [K]

La resistencia total y el coeficiente global de transferencia de calor serán:

Tabla 7.9: Valores mensuales del coeficiente global de transferencia

MES	R[K/W]	U[W/K]
ENE	0,011391	87,79
FEB	0,011331	88,25
MAR	0,011293	88,55
ABR	0,011307	88,44
MAY	0,011333	88,24
JUN	0,011312	88,40
JUL	0,011325	88,30
AGO	0,011336	88,21
SEP	0,011348	88,12
OCT	0,011342	88,17
NOV	0,011387	87,82
DIC	0,011377	87,90

7.4. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN PARA ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

Para el cálculo de la instalación conjunta de ACS, climatización y calefacción, se ha seguido el mismo procedimiento que en los aparatados anteriores para el cálculo de la instalación de ACS. La única diferencia es que al no existir ninguna normativa que exija un aporte mínimo para las otras aplicaciones, el área se deberá establecer arbitrariamente. Para esto, se han realizado tres hojas de cálculo en MathCad para las distintas instalaciones, una para climatización, otra para calefacción y la última en la que necesitaremos un disipador.

Tras varios cálculos con distintas áreas en las distintas hojas, se ha llegado a la conclusión de emplear un número total de 84 colectores. De esta manera se cubre una fracción térmica importante y razonable para las distintas aplicaciones.

El nuevo sistema es bastante más complejo que el visto en el caso del ACS y será distinto para los meses en que funcione la climatización junto al ACS, los meses que funcione la calefacción junto al ACS y los meses que funcione solo el ACS.

En la página siguiente se muestra un esquema de la instalación donde se detallan por donde circulan los caudales y donde se evalúan las temperaturas analizadas en el sistema de ecuaciones.

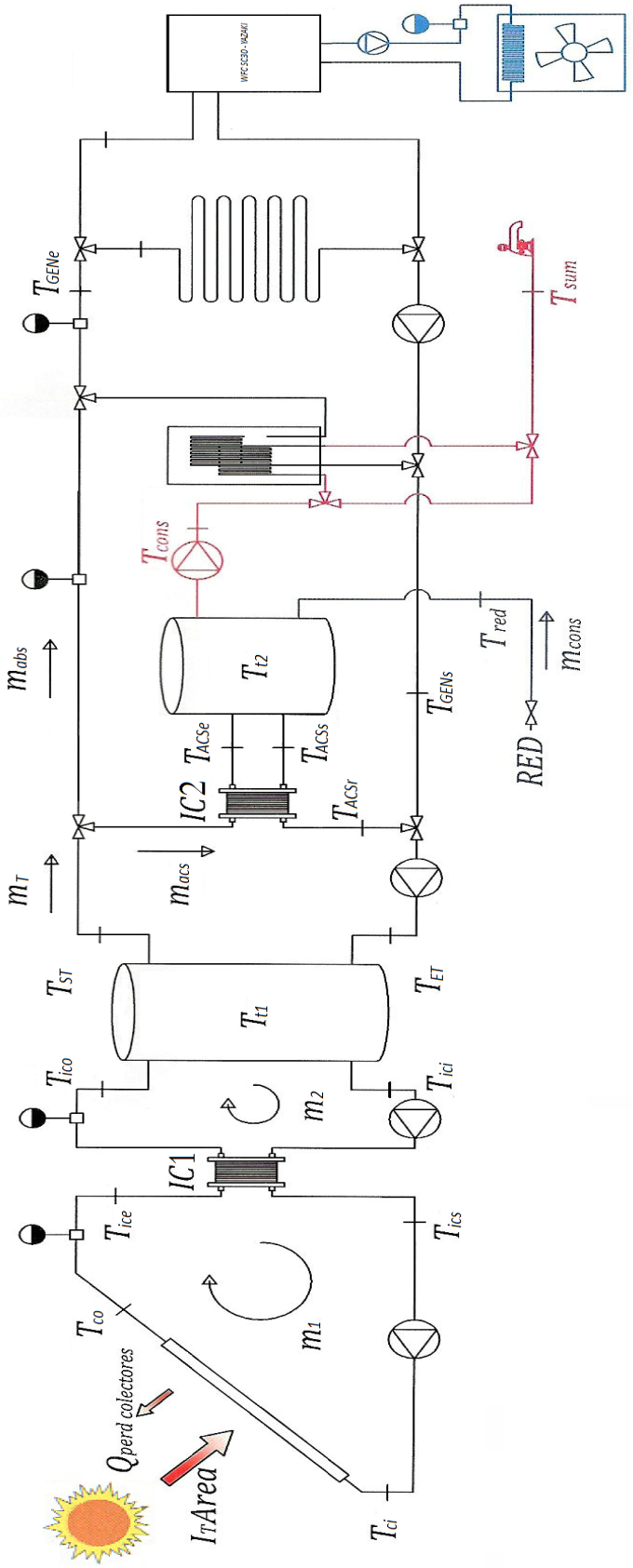


Ilustración 7.10: Esquema de la instalación solar completa

7.5. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES PARA CONOCER LA COBERTURA SOLAR

7.5.1. RESUMEN DE ECUACIONES

Tabla 7.10: Ecuaciones del sistema completo

BALANCE	ECUACIÓN
Balance en el colector (I)	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A \cdot a_0 + \dot{Q}_{PC}$
Balance en la tubería de bajada (II)	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ice}) = UA_{baj} \cdot \frac{(T_{co} - T_{amb}) - (T_{ice} - T_{amb})}{\ln\left(\frac{T_{co} - T_{amb}}{T_{ice} - T_{amb}}\right)}$
Balance en la tubería de subida (III)	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = UA_{sub} \cdot \frac{(T_{ics} - T_{amb}) - (T_{ci} - T_{amb})}{\ln\left(\frac{T_{ics} - T_{amb}}{T_{ci} - T_{amb}}\right)}$
Balance en el intercambiador de calor solar (IV)	$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$
Eficiencia en el intercambiador solar (V)	$\varepsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$
Balance en el tanque solar (VI)	$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_T \cdot Cp_3 \cdot (T_{ST} - T_{ET})$

Temperatura media en el tanque solar (VII)	$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{ET} \cdot \dot{m}_T}{\dot{m}_2 + \dot{m}_T}$
Grado de estratificación del tanque solar (VIII)	$E_{T1} = \frac{T_{ST} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$
Balance en el intercambiador de calor ACS (IX)	$\dot{m}_{ACS} \cdot Cp_{ACS} \cdot (T_{ST} - T_{ACSr}) = \dot{m}_{ACS} \cdot Cp_{ACS} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACSs})$
Eficiencia en el intercambiador de calor ACS (X)	$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_{ACS} \cdot Cp_{ACS} \cdot (T_{ST} - T_{ACSr})}{C_{\min} \cdot (T_{ST} - T_{ACSs})}$
Balance en el tanque ACS (XI)	$\dot{m}_{ACS} \cdot Cp_{ACS} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACSs}) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$
Temperatura media en el tanque ACS (XII)	$T_{t2} = \frac{T_{ACSe} \cdot \dot{m}_{ACS} + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{ACS} + \dot{m}_{cons}}$
Grado de estratificación del tanque ACS (XIII)	$E_{T2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{ACSe} - T_{t2}}$
Contribución solar mínima de ACS (XIV)	$f_{ACS} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$
Generador máquina de absorción (XV)	$Q_{GEN} = \dot{m}_{ABS} \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{GENe} - T_{GENs})$

Contribución solar mínima de ABS (XVI)	$f_{ABS} = \frac{(T_{ST} - T_{GENs})}{(T_{GENe} - T_{GENs})}$
Balance de masa en la T entrada al tanque solar (XVII)	$\dot{m}_T = \dot{m}_{ABS} + \dot{m}_{ACS}$
Balance de energía en la T entrada al tanque solar (XVIII)	$T_{ET} \cdot \dot{m}_T = T_{GENs} \cdot \dot{m}_{ABS} + T_{ACSr} \cdot \dot{m}_{ACS}$

7.5.2. VALORES INICIALES

En este caso trabajamos con un sistema de 18 ecuaciones con 18 incógnitas. Para resolverlo trabajaremos en MathCad e iterando llegaremos a la solución, sabiendo que debemos climatizar en verano con la máquina de absorción, que debemos calefactar en invierno con el suelo radiante y que en los meses intermedios deberemos utilizar un disipador de calor.

Los valores conocidos de las ecuaciones se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7.11: Valores de los parámetros conocidos

PARÁMETRO	VALOR
Coeficiente de rendimiento de colector	$a_0 = 0,7443$
Eficiencia de los intercambiadores	$\varepsilon_1 = 0,7$ $\varepsilon_2 = 0,7$
Temperatura de suministro	$T_{sum} = 333$ K
Área total de captación	$A = 176,4$ m^2
Estratificación de los tanques	$E_{T1} = 0,5$ $E_{T2} = 0$
Calores específicos de los fluidos	$Cp_{agua} = 4180$ J/kgK $Cp_{agua\text{-}glicol} = 3280$ J/kgK
Densidades de los fluidos	$\rho_{agua} = 995$ kg/m^3 $\rho_{agua\text{-}glicol} = 1038$ kg/m^3
Caudal del intercambiador de ACS	$m_{ACS} = 0.2$ kg/s
Caudal en el generador de la máquina de absorción	$m_{ABS} = 7.2$ kg/s
Temperatura del agua caliente aportada al generador	$T_{GENe} = 361$ K
Temperatura del agua caliente aportada al suelo radiante	$T_{GENe} = 321$ K

Y además los valores conocidos que serán variables dependiendo del mes de estudio son:

Tabla 7.12: Resumen de los parámetros conocidos variables mensuales

PARÁMETRO
Caudal de consumo (m_{cons})
Pérdidas en el colector (Q_{PC})
Temperatura media de la red (T_{red})
Radiación incidente sobre la superficie inclinada (I_T)

El calor del generador dependerá de la máquina de absorción:

$$Q_{GEN} = \frac{Q_{c\lim}}{COP} \qquad [7.28]$$

En los meses de invierno dependerá de la eficiencia del suelo radiante:

$$Q_{GEN} = Q_{calef} \cdot \varepsilon \qquad [7.29]$$

Para los meses de Octubre, Abril y Mayo donde cubrimos más del 100% de la demanda debemos usar un disipador de calor para expulsar al ambiente la energía térmica sobrante. En cada mes se expulsará una fracción diferente:

$$f_{ACS} = \frac{Q_{útil}}{Q_{demandado}} \qquad [7.30]$$

$$Q_{Disipado} = (f_{ACSreal} - 1) \cdot Q_{demandado} \qquad [7.31]$$

Las incógnitas a resolver se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 7.13: Resumen de incógnitas a resolver

PARÁMETRO
Temperatura de entrada al colector (T_{ci})
Temperatura de salida del colector (T_{co})
Temperatura de entrada al intercambiador del circuito primario (T_{ice})
Temperatura de salida del intercambiador del circuito primario (T_{ics})
Temperatura de entrada al intercambiador del circuito secundario (T_{ici})
Temperatura de salida del intercambiador del circuito secundario (T_{ico})
Temperatura de retorno del intercambiador de ACS (T_{ACSr})
Temperatura de consumo (T_{cons})
Temperatura de salida del tanque de acumulación solar (T_{ST})
Temperatura de entrada al tanque de acumulación solar (T_{ET})
Temperatura de salida del tanque de ACS (T_{ACSs})
Temperatura de entrada al tanque de ACS (T_{ACSe})
Temperatura media del tanque de acumulación solar (T_{t1})
Temperatura media del tanque de ACS (T_{t2})
Temperatura del generador de salida (T_{GENs})
Caudal terciario (m_T)
Fracción solar ACS (f_{ACS})
Fracción solar ABS (f_{ABS})

7.6. PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS

Para los meses de verano los valores de las incógnitas resueltas son las siguientes:

Tabla 7.14: Incógnitas resueltas en los meses de verano teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{co} [K]	T_{ci} [K]	T_{ice} [K]	T_{ics} [K]	T_{ici} [K]	T_{ico} [K]
JUN	365.527	358.237	365.224	358.509	355.632	361.102
JUL	365.833	357.918	365.541	358.177	355.021	361.02
AGO	363.917	357.792	363.619	358.064	355.683	360.209
SEP	363.173	357.979	362.869	358.261	356.286	360.04

Tabla 7.15: Incógnitas resueltas en los meses de verano teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{ACSr}[K]	T_{cons} [K]	T_{ST} [K]	T_{ET} [K]	T_{ACSe} [K]	T_{ACSs} [K]
JUN	337.112	327.348	359.894	357.732	350.13	327.348
JUL	338.831	329.888	359.696	357.324	350.754	329.888
AGO	339.793	331.472	359.21	357.421	350.888	331.472
SEP	337.094	327.615	359.212	357.728	349.733	327.615

Tabla 7.16: Incógnitas resueltas en los meses de verano teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{t1} [K]	T_{t2} [K]	T_{GENs} [K]	f_{ACS}	f_{ABS}
JUN	358.687	327.348	358.305	0.88	0.59
JUL	358.371	329.888	357.838	0.932	0.588
AGO	358.211	331.472	357.91	0.967	0.421
SEP	358.383	327.615	358.301	0.888	0.337

Observamos que ha habido una reducción de la fracción solar de ACS en estos meses debido principalmente al gran tamaño de la instalación solar, y a la gran longitud total de las tuberías del circuito primario, además de las pérdidas en el colector solar y en los meses de verano al uso simultáneo de la instalación para la aplicación de climatización, lo cual resulta positivo para el diseño puesto que en estos meses la fracción solar era mayor que la unidad, y como resultado de esta forma hay que disipar menos calor.

Para los meses de invierno los valores de las incógnitas resueltas son las siguientes:

Tabla 7.17: Incógnitas resueltas en los meses de invierno teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{co} [K]	T_{ci} [K]	T_{ice} [K]	T_{ics} [K]	T_{ici} [K]	T_{ico} [K]
ENE	321.369	319.453	321.188	319.627	318.958	320.23
FEB	321.622	319.299	321.442	319.469	318.624	320.231
MAR	324.259	319.769	324.079	319.93	318.151	321.532
NOV	321.743	319.446	321.57	319.609	318.768	320.366
DIC	320.817	319.104	320.639	319.276	318.693	319.802

Tabla 7.18: Incógnitas resueltas en los meses de invierno teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{ACSr} [K]	T_{cons} [K]	T_{ST} [K]	T_{ET} [K]	T_{ACSe} [K]	T_{ACSs} [K]
ENE	305.43	299.207	319.949	319.446	313.726	299.207
FEB	306.81	301.211	319.876	319.241	314.276	301.211
MAR	308.397	303.087	320.786	319.449	315.476	303.087
NOV	307.156	301.645	320.014	319.382	314.503	301.645
DIC	304.978	298.729	319.557	319.119	313.309	298.729

Tabla 7.19: Incógnitas resueltas en los meses de invierno teniendo en cuenta el aporte de ABS y las pérdidas del circuito primario

MES	T_{t1} [K]	T_{t2} [K]	T_{GENs} [K]	f_{ACS}	f_{ABS}
ENE	319.668	299.207	319.836	0.374	0.097
FEB	319.521	301.211	319.586	0.4	0.205
MAR	320.039	303.087	319.756	0.413	0.828
NOV	319.661	301.645	319.722	0.385	0.228
DIC	319.312	298.729	319.512	0.365	0.031

Al igual que en los meses de verano, podemos comprobar que hay una reducción de la fracción solar de ACS debido al tamaño de la instalación solar, y en este caso, en el mes de Marzo mayormente al uso compartido de la energía con el suelo radiante.

Para los meses de restantes los valores de las incógnitas resueltas son las siguientes:

Tabla 7.20: Incógnitas resueltas en los meses de Abril, Mayo y Octubre teniendo en cuenta las pérdidas del circuito primario

MES	T_{co} [K]	T_{ci} [K]	T_{ice} [K]	T_{ics} [K]	T_{ici} [K]	T_{ico} [K]	T_{cons}[K]
ABR	373.866	377.066	376.671	374.249	373.211	375.184	333
MAY	371.195	374.19	373.819	371.555	370.584	372.429	333
OCT	361.564	364.197	363.867	361.883	361.033	362.649	328.1

Tabla 7.21: Incógnitas resueltas en los meses de Abril, Mayo y Octubre teniendo en cuenta las pérdidas del circuito primario

MES	T_{ST} [K]	T_{ET} [K]	T_{ACSe} [K]	T_{ACSs} [K]	T_{t1} [K]	T_{t2} [K]	f_{ACS}
ABR	374.23	345.369	361.861	332	373.27	333	1.711
MAY	371.537	344.561	359.976	333	370.64	333	1.876
OCT	361.868	338.23	351.738	328.1	361.08	328.1	1.06

En este periodo de tiempo, la m_{ABS} es nula puesto que no utilizamos ninguna de las dos aplicaciones, por lo que se reducen el número de variables. La temperaturas

mostradas en las dos tablas anteriores son correspondientes al sistema con el disipador funcionando.

7.6.1. CONTRIBUCIÓN SOLAR MENSUAL

En el siguiente gráfico se pueden observar los valores mensuales de contribución de ACS (f1) y de calefacción/climatización (f2) dependiendo del mes:

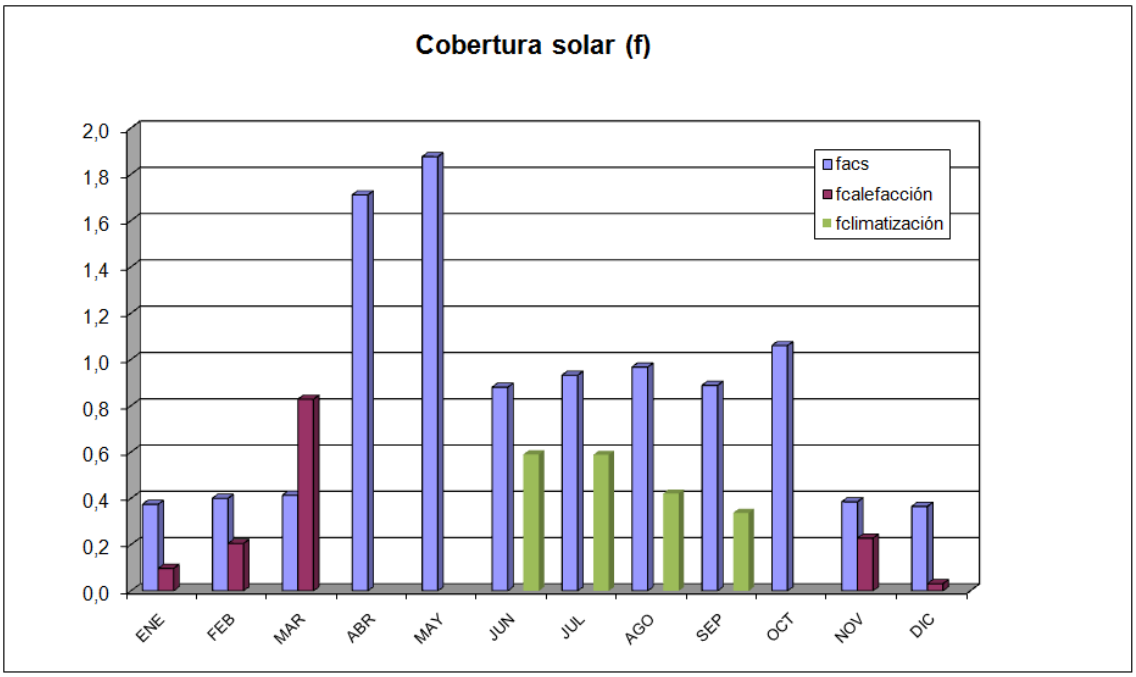


Ilustración 7.11: Cobertura solar mensual sin disipar

Se puede observar que hay tres meses en los que es sobrepasa la barrera del 100% del aporte solar, debido que durante esos meses no es necesaria la climatización ni la calefacción y por tanto el único consumo es el de ACS. De ahí el exceso de energía.

Esto hace que sea necesario pensar en un sistema que se encargue de disipar calor al ambiente. La solución adoptada es utilizar un disipador, que se encargue de ceder el calor de la máquina de absorción, para disipar los excedentes de energía durante los meses en los que se producen, ya que durante estos la máquina de

absorción no funcionará. Para saber cuánta energía es preciso disipar, basta con hacer el cálculo de la energía en exceso que se cede al circuito de ACS en los meses de abril y mayo.

La potencia a disipar se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{disipar} = Q_{demandado} \cdot (f_{ACS} - 1) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{agua}(T_{sum} - T_{red}) \qquad [7.32]$$

En la siguiente tabla se muestran las cantidades de calor disipado en el condensador:

Tabla 7.22: Calor mensual disipado en el condensador

MES	$Q_{demandado}$ [W]	f_{ACS}	$Q_{disipar}$ [W]
ABRIL	24130	1,711	17153
MAYO	22550	1,876	19754
OCTUBRE	21960	1.060	1318

Una vez disipado el calor excedente, el resultado de las fracciones solares es el siguiente:

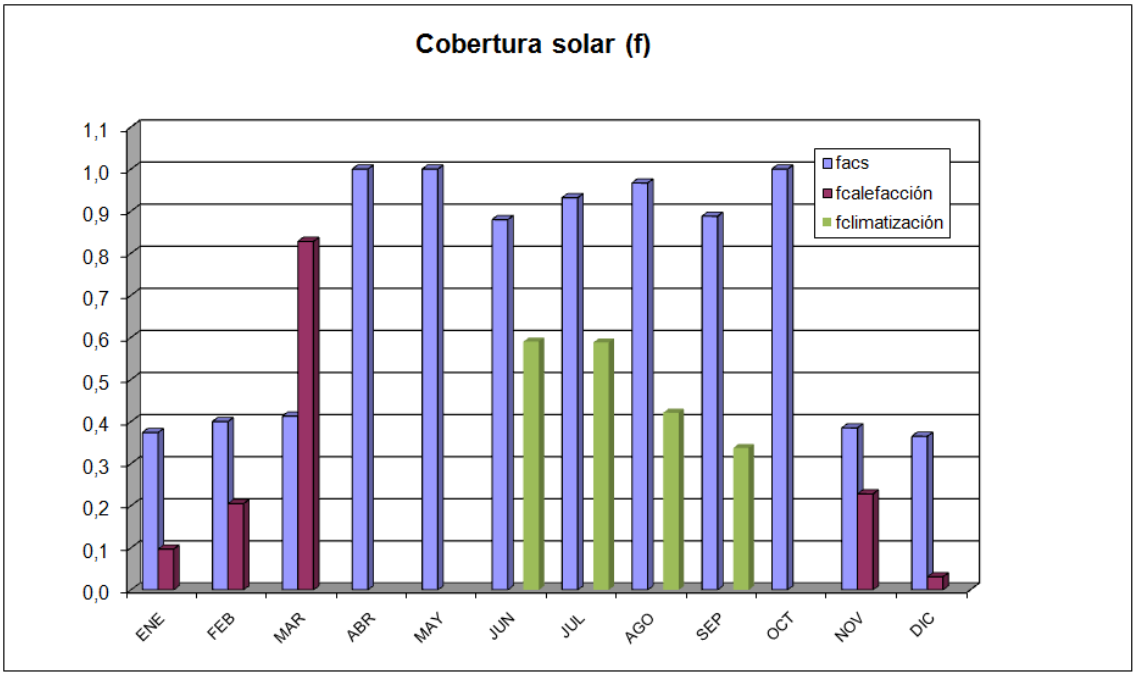


Ilustración 7.12: Cobertura solar mensual de ACS y ABS

La contribución solar de ACS es elevada en la mayoría de los meses, alcanzando de media un valor de f_{ACS} = 0.695 superior al 0,6 exigido por la normativa.

Para los meses de verano la contribución solar media $f_{CLIMATIZACIÓN}$ = 0.486 indica que puede ser buena opción instalar un sistema de climatización mediante máquina de absorción.

La fracción solar cubierta para calefacción es menor, $f_{CALEFFACIÓN}$ = 0.338, pero debido a las ventajas que ofrece este sistema se opta por utilizar el suelo radiante, por lo que parte del agua caliente requerida se suministrará con la instalación solar térmica.

8. DIMENSIONADO DE LOS SISTEMAS

8.1. DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN

Como sistema de captación de la instalación, se ha seleccionado el colector 5000ST de la empresa GAMESA. En los anexos se adjunta una hoja de características del mismo. Como ya hemos explicado en el anterior capítulo, los cálculos hechos en el anterior capítulo demuestran que un número razonable de colectores para esta instalación será de 84 colectores. Un número mayor haría que en los meses en que hay un aporte solar mayor a la unidad hubiera que disipar más energía, y no mejoraría demasiado el aporte solar para el resto de los meses.

8.1.1. CONEXIONADO DE LOS COLECTORES

Los colectores disponen de tuberías colectoras en la parte inferior y superior, con un diámetro superior al resto del absorbedor. De este modo se pueden conectar en paralelo entre sí sin necesidad de utilizar tuberías exteriores.

Dado el área del que se dispone, se instalarán en grupos de 21 colectores conectados entre sí en paralelo y a su vez en subgrupos de 7 colectores para que el rendimiento de la instalación no baje demasiado. En la siguiente figura se muestra el conexionado de las baterías de colectores entre sí.

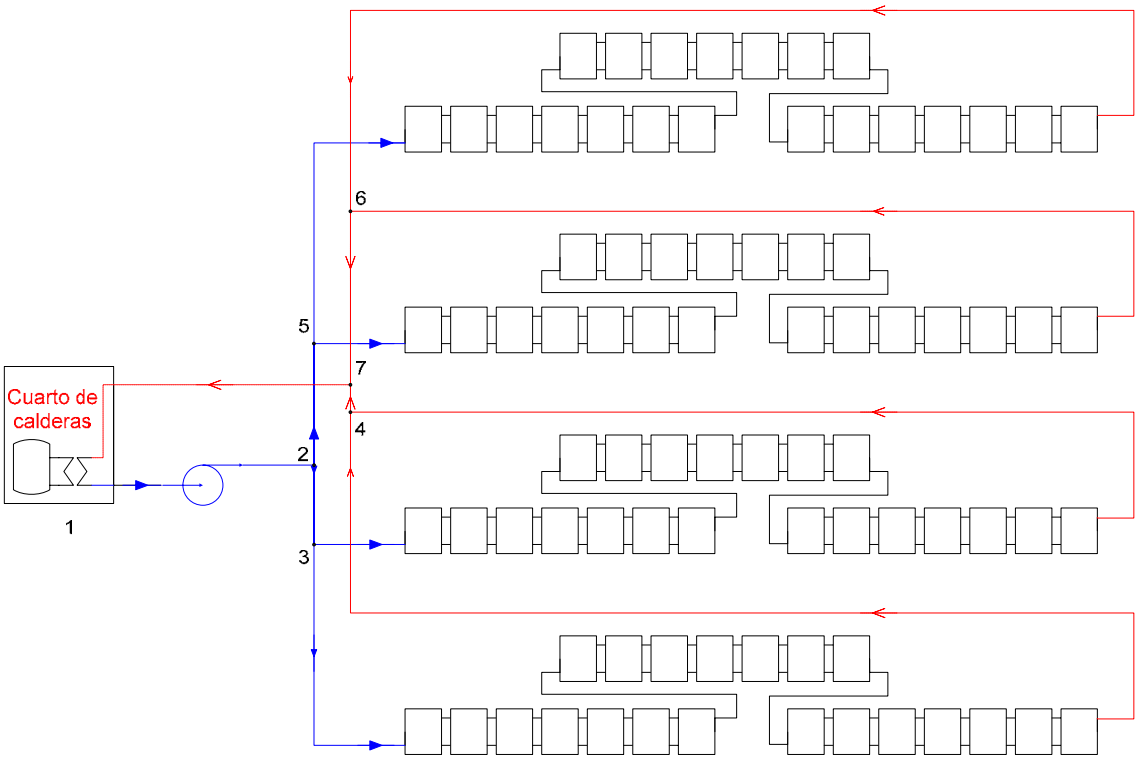


Ilustración 8.1: Esquema de conexión de los colectores

8.1.2. DISIPADOR DE CALOR

Será necesario colocar un disipador de calor conectado en paralelo con el tanque de almacenamiento principal de la instalación, el cual que sea capaz de transmitir al ambiente el exceso de calor que se produce en el mes de Mayo (mes más desfavorable). El tipo de disipador utilizado es un ventilador helicoidal de rejilla. Él elegido pertenece a la marca SALVADOR ESCODA modelo BD24 capaz de disipar hasta 24 kW

Ilustración 8.2: Disipador de calor (FUENTE: SALVADOR ESCODA)

8.2. DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN

Para las necesidades de la instalación solar se considera que lo más adecuado es contar con dos acumuladores. Para que el grado de estratificación sea lo mayor posible, los acumuladores serán preferentemente verticales y ubicados en zonas interiores. En el presente proyecto estarán situados en el cuarto de calderas, siendo los volúmenes de estos tanques los necesarios para abastecer a las 28 viviendas unifamiliares.

8.2.1. TANQUE DE ACUMULACIÓN SOLAR

El tanque de acumulación solar será el que tenga mayor volumen y se encargará de almacenar la energía térmica transferida a través de un intercambiador de calor desde el circuito primario (circuito de los captadores).

Hay que tener en cuenta que el sistema solar se debe diseñar y calcular en función de la energía que aporta a lo largo del día y no en función de la potencia del generador (paneles solares), por tanto se debe prever una acumulación acorde con la demanda y el aporte, al no ser ésta simultánea con la generación.

Debido a la cantidad se servicios que deberá abastecer contará con un volumen de 5000 litros. El tanque escogido es el modelo AS.SERP. 5000-S de la marca HELEOS HISPANIA, cuya hoja de especificaciones de adjunta en los anexos.

8.2.2. TANQUE ACS

El tanque de ACS estará dentro del circuito de ACS desde donde se enviará el agua a los puntos de consumo. Para dimensionarlo nos basamos en los documentos

DTIE 1.01 y CTE que dan indicaciones de cómo debe estimarse su volumen. Este método consiste en utilizar como volumen mínimo para el tanque el consumo que tienen las viviendas durante el periodo de punta. De esta manera, el sistema podrá proporcionar el agua necesaria para este momento crítico, y durante las horas valle recargarse.

El consumo máximo diario representa el 75% del consumo total de un día. Para calcular este, hay que calcular en primer lugar el número de viviendas estándar equivalentes, ya que las viviendas aquí tratadas tienen un mayor número de cuartos de baño que las harán consumir más. El coeficiente corrector es igual para las veintiocho viviendas, ya que todas disponen del mismo equipamiento, y su valor es 2.

Tabla 8.1: Coeficientes multiplicadores que afectan a las viviendas que, por equipamiento, son distintas de la Vivienda Estándar (FUENTE: D.T.I.E. 1.01 *Preparación de agua caliente para usos sanitarios.* Pág. 15)

EQUIPAMIENTO	COEFICIENTE
4 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 L	2,3
3 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 L	2,0
2 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 L	1,6
1 cuartos de baño, con bañera de 180 L, y un cuarto de aseo con ducha	1,4
1 cuartos de baño, con bañera de 150 L, y un cuarto de aseo con ducha	1,3
4 Cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 L	1,1
VIVIENDA ESTÁNDAR: 1 cuartos de baño con bañera de 150 L	**1,0**
1 cuartos de baño con bañera de 135 L	0,9
1 cuartos de aseo con ducha	0,6
1 cuartos con lavabo	0,4

El número de viviendas equivalentes será:

$$N_{VE} = N_V \cdot coef = 28 \cdot 2 = 56 \qquad [8.1]$$

Para conocer la duración del periodo de punta:

$$T = 5 \cdot \frac{N_{VE}^{0.905}}{15 + N_{VE}^{0.92}} = 3{,}44h \qquad [8.2]$$

Sabemos que el consumo diario total es 3696 l/día y como se comento anteriormente el consumo de punta representa el 75% del consumo total diario:

$$Q_{PUNTA} = 0{,}75 \cdot Q_{DIARIO} = 2772 \, l/h \qquad [8.3]$$

Para hallar el caudal máximo horario de la instalación en función de las viviendas del edificio es necesario multiplicar el consumo base durante el periodo de punta de las viviendas por un coeficiente de simultaneidad. Dicho coeficiente se calcula con la expresión:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N_{VE} - 1}} + 0{,}17 = 0{,}305 \qquad [8.4]$$

Por lo que el caudal horario medio en la hora de máximo consumo es:

$$C_{\max} = \frac{Q_{PUNTA} \cdot \varphi}{3600} = \frac{2772 \cdot 0{,}305}{3600} = 0{,}235 \, l/s \qquad [8.5]$$

A la hora de diseñar el volumen de acumulación, hay que tener en cuenta que el tanque tendrá un volumen que no es aprovechable por una temperatura inferior a la de su uso y que, por tanto debe ser tenido en cuenta a la hora de calcular el volumen total de acumulación. El factor de mezcla f_m, que representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo, depende del factor de forma f_f. El factor de forma viene determinado por:

$$f_f = \frac{H}{D} = \frac{2260mm}{1000mm} = 2{,}26 \qquad [8.6]$$

Donde:

- H: Altura del depósito [mm]
- D: Diámetro del depósito [mm]

Al ser el factor de forma inferior a 2,5 se tomará un factor de mezcla igual el resultado de la siguiente expresión a:

$$f_m = 0{,}63 + 0{,}14 \cdot f_f = 0{,}9464 \qquad [8.7]$$

El volumen de agua consumido durante la punta de la demanda es:

$$T \cdot C_{\max} = 2908{,}4l \qquad [8.8]$$

Y para calcular el volumen útil del acumulador utilizaremos la expresión:

$$V_u = \frac{C_{\max} \cdot T}{1 + \frac{T}{t_p \cdot f_m}} = \frac{2908{,}4l}{1 + \frac{3{,}44h}{3h \cdot 0{,}9464}} = 1315l \qquad [8.9]$$

Donde:

- tp: tiempo de preparación recomendado = 3h por norma.

Y por último el volumen efectivo se calculará como:

$$V = \frac{V_u}{f_m} = \frac{1315l}{0{,}9464} = 1389{,}5l \qquad [8.10]$$

Al no existir tanques de ese volumen concreto, el tanque elegido es el modelo AS.SERP. 1500-l comercializado por HELEOS HISPANIA, cuya hoja de especificaciones se adjunta en los anexos.

8.3. DIMENSIONADO DE LOS SISTEMAS DE INTERCAMBIO

Para el correcto funcionamiento del sistema son necesarios dos intercambiadores de calor. Se calculará el número de placas necesarios para poder transferir el calor de la manera en que se ha modelado, es decir, para que la eficiencia del colector sea realmente 0,7, se calculará el coeficiente de transferencia global de calor U a través del Método de la diferencia efectiva de temperaturas y el Método de la efectividad y número de unidades de transmisión (NTU), para después igualar los resultados.

En primer lugar el Método de la diferencia efectiva de temperaturas establece que la transferencia de calor entre los fluidos que circulan por el intercambiador de calor se puede calcular de la siguiente manera:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \qquad [8.11]$$

Donde:

- U: es el coeficiente de transferencia de calor
- A: es el área total de transferencia
- ΔT_{lm}: es la diferencia efectiva de temperatura

El coeficiente de transferencia de calor se calcula como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_f}} \qquad [8.12]$$

Para poder determinar los coeficientes de convección de calor, se necesita el número de Nusselt y el número de Reynolds. Antes deberemos determinar parámetros básicos del intercambiador:

- Área de un canal del intercambiador:

$$A_{canal} = b \cdot W \qquad [8.13]$$

Donde:

- b: separación entre placas [m]
- W: ancho del intercambiador de calor [m]

- Caudal que circula por el canal:

$$\dot{m}_{canal} = \frac{\dot{m}}{\frac{N-1}{2}} \qquad [8.14]$$

Donde:

- m: caudal que circula por el circuito primario o secundario.
- N: número de placas total del intercambiador

- Velocidades de los fluidos del circuito primario y secundario:

$$v = \frac{\dot{m}_{canal}}{\rho \cdot A_{canal}} \qquad [8.15]$$

- Longitud característica:

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} \qquad [8.16]$$

Donde:

- l_c: longitud característica [m]
- S_c: superficie característica del canal [m^2]
- P_c: perímetro característico del canal [m]

- Nº Reynolds:

$$\mathrm{Re} = \frac{v \cdot l_c \cdot \rho}{\mu} \qquad [8.17]$$

- Nº Prandtl:

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu \cdot Cp}{K} \qquad [8.18]$$

- Nº Nusselt. Debido a las corrugaciones de las placas se producen turbulencias en los fluidos que mejorar la transferencia de calor. Típicamente la correlación que puede utilizarse es:

$$Nu = 0{,}4 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}64} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}4} \qquad [8.19]$$

- Coeficientes de convección de calor:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{l_c} \qquad [8.20]$$

Por otro lado el Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión, consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura, expresándose como:

$$Q = \varepsilon \cdot (\dot{m} \cdot Cp)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \qquad [8.21]$$

Para ello utilizamos el parámetro adimensional NTU que se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot Cp)_{\min}} \qquad [8.22]$$

Para definir la eficiencia del intercambiador hay que conocer cuál es el fluido que posee el $(m \cdot Cp)_{min}$, y dependiendo de cual se trate, la eficiencia será:

$$\begin{cases} \text{Si } (\dot{m} \cdot Cp)_{\min} = (\dot{m} \cdot Cp)_{\min} \rightarrow \varepsilon = \dfrac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = P \\ \text{Si } (\dot{m} \cdot Cp)_{\min} = (\dot{m} \cdot Cp)_{\min} \rightarrow \varepsilon = \dfrac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = P \cdot R \end{cases} \qquad [8.23]$$

Se puede escribir el $NTU_{mínimo}$ definiéndose $C_R = \dfrac{(\dot{m} \cdot Cp)_{\min}}{(\dot{m} \cdot Cp)_{\max}}$ como:

$$NTU_{\min} = \frac{\ln\left(\dfrac{1 - C_R \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)}{1 - C_R} \qquad [8.24]$$

Para el caso del intercambiador colocado entre el circuito secundario y el circuito de ACS, el parámetro C_R es igual a 1 debido a que por ambos lados circula el mismo caudal de agua. Entonces $NTU_{mínimo}$ se define de la siguiente manera:

$$NTU_{\min} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \qquad [8.25]$$

Uniendo el coeficiente de transferencia de calor (U) calculado por ambos métodos, podemos calcular el número de placas, debido a que el área de transferencia se define como:

$$A = N_{placas} \cdot A_{canal} \qquad [8.26]$$

Con todo ello, la ecuación resulta:

$$\frac{1}{\dfrac{1}{h_c} + \dfrac{e}{K_m} + \dfrac{1}{h_f}} = \frac{NTU_{\min} \cdot (\dot{m} \cdot Cp)}{N_{placas} \cdot A_{canal}} \qquad [8.27]$$

Finalmente se obtiene que el número de placas es:

- INTERCAMBIADOR 1: situado entre el circuito primario y el circuito secundario, Nº placas = 41.

- INTERCAMBIADOR 2: situado entre el circuito secundario y el circuito de ACS, Nº placas = 30.

Los intercambiadores elegidos son de la marca SALVADOR ESCODA y los modelos elegidos son M3-FG-RI-43 y M3-FG-RI-30, para los intercambiador 1 y 2 respectivamente.

Ilustración 8.3: Intercambiador de calor (FUENTE: SALVADOR ESCODA)

8.4. DIMENSIONADO DE LAS BOMBAS DE CIRCULACIÓN

El sistema de bombeo está compuesto por todas las bombas que se encargan de mantener los fluidos del resto de los sistemas en funcionamiento. Para poder saber que bombas son las adecuadas en cada propósito, es necesario conocer las temperaturas de trabajo de los fluidos, los caudales transportados y las pérdidas de carga que experimentan a lo largo de los circuitos.

8.4.1. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA

Las pérdidas de carga, son las pérdidas de energía dinámica del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y con las paredes de la tubería que las contiene.

Pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario

Las pérdidas de carga en las tuberías se calculan mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho_{fluido} \cdot v_{fluido}^{2} \cdot \left[f \cdot \frac{L}{D_{\text{int}}} + \sum k_v \right] \qquad [8.28]$$

Donde:

- f: es el coeficiente de fricción
- L: es la longitud de la tubería [m]
- D_{int}: es el diámetro interior del tubo [m]
- K_v: son los coeficientes de pérdidas de los diferentes elementos que se encuentran en el circuito (válvulas, codos,…)

En primer lugar deberemos determinar la velocidad del fluido con la expresión:

$$v_{fluido} = \frac{Q}{A_{\text{int}}} = \frac{Q}{\pi \cdot R_{\text{int}}^{2}} \qquad [8.29]$$

Para determinar el factor de fricción es necesario calcular previamente el número de Reynolds:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{fluido} \cdot v_{fluido} \cdot D_{\text{int}}}{\mu_{fluido}} \qquad [8.30]$$

y el cociente:

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{int}}} \qquad [8.31]$$

Donde:

- ε : es la rugosidad del material con la que está fabricada la tubería [mm]

Se puede determinar el coeficiente de fricción utilizando el Diagrama de Moody. Como se observa en el diagrama, para los casos en que el número de Reynolds indique que el fluido se encuentra en régimen laminar (Re < 2300), se puede calcular el factor de Darcy mediante la siguiente aproximación:

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D} \qquad [8.32]$$

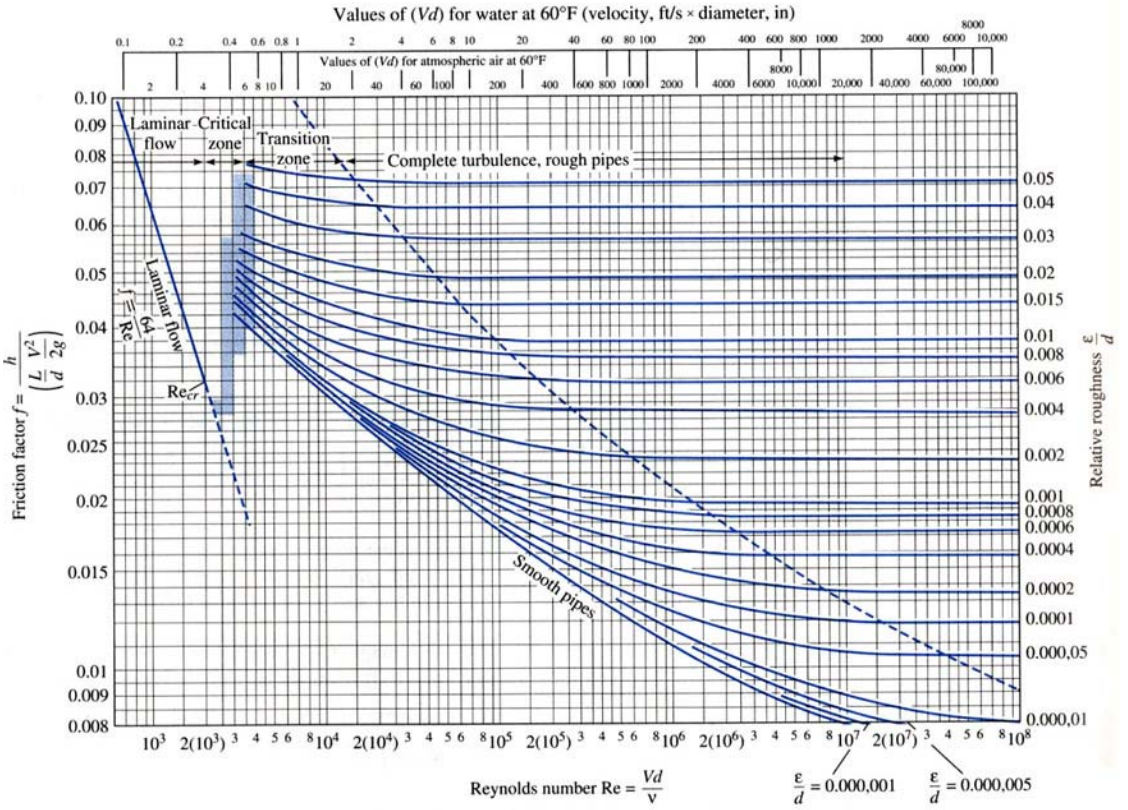


Ilustración 8.4: Diagrama de Moody

El coeficiente de pérdidas lo calculamos con ayuda de la siguiente tabla aunque no precise de gran exactitud, puesto que son aproximaciones:

Accesorios	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2.5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0.2	13
Válvula de compuerta (abierta ¾	1.15	35
Válvula de compuerta (abierta ½	5.6	160
Válvula de compuerta (abierta ¼	24.0	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
"T" por la salida lateral	1.80	67
Codo a 90º de radio corto (con bridas)	0.90	32
Codo a 90º de radio normal (con bridas)	0.75	27
Codo a 90º de radio grande (con bridas)	0.60	20
Codo a 45º de radio corto (con bridas)	0.45	-
Codo a 45º de radio normal (con bridas)	0.40	-
Codo a 45º de radio grande (con bridas)	0.35	-

Ilustración 8.5: Pérdidas de carga en accesorios (FUENTE: http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/InstalacionesIndustriales/Art_Interes/Tema8.pdf)

A continuación se muestra una tabla resumen donde se recogen los valores de las pérdidas de carga para todos los tramos que componen el circuito primario (circuito que une las baterías de colectores entre sí y con el intercambiador de calor).

Tabla 8.2: Resumen de las pérdidas de carga en cada tramo

TRAMO	l [m]	v [m/s]	Re	f	Σ k_v	*ΔP* [Pa]
1 – 2	0,50	2,83	4767	0,031	1,5	8692
2 – 3	14,96	1,41	2383	0,027	0,75	16792
3 – 4	74,68	0,71	1192	0,054	3	40748
3 – 4’	142,68	0,71	1192	0,054	4,2	77455
2 – 5	14,96	1,41	2383	0,027	0,75	16792
5 – 6	74,68	0,71	1192	0,054	3	40748
5 – 6’	142,68	0,71	1192	0,054	4,2	77455
6 – 7	10,00	0,71	1192	0,054	0,60	5508
7 – 1	16,00	2,83	4767	0,031	1,5	85329
4 – 7	16,00	0,71	1192	0,054	0,60	8719
TOTAL						**378238**

Pérdidas de carga en los intercambiadores de calor

Para los intercambiadores de calor de placas como los que se utilizarán aquí, la pérdida de carga se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \qquad [8.33]$$

Donde:

- ρ: es la densidad del fluido [kg/m^3]
- L: es la altura útil del intercambiador de calor [m]
- v: es la velocidad del fluido [m/s]
- l_c: es la longitud característica del canal [m]
- f: es el factor de fricción que se calcula a partir de la ecuación de Shah y Focke que presenta la forma:

$$f = C \cdot \mathrm{Re}^m \qquad [8.34]$$

Donde C y m son constantes que dependen del valor del número de Reynolds.

$$f = \begin{cases} 17.0\,\mathrm{Re}^{-1} & \text{para Re} \langle 10 \\ 6.29\mathrm{Re}^{-0.57} & \text{para } 10 \langle \mathrm{Re} \langle 101 \\ 1.141\,\mathrm{Re}^{-0.20} & \text{para } 101 \langle \mathrm{Re} \langle 855 \\ 0.581\mathrm{Re}^{-0.10} & \text{para Re} \rangle 855 \end{cases}$$

Tabla 8.3: Constante de fricción (FUENTE: Revista Mexicana de Ingeniería Química Vol. 3 (2004) 23-34)

En la siguiente tabla se muestran los valores de las pérdidas de carga de los dos intercambiadores. En el intercambiador situado entre los colectores y el tanque de acumulación principal, las pérdidas a ambos lados del intercambiador no son las mismas debido a que los fluidos y condicionen de los mismos no son iguales. Por este motivo se distinguirá entre "lado caliente" y "lado frío".

Tabla 8.4: Pérdidas de carga en los intercambiadores de calor

	LADO	REYNOLDS	ΔP [Pa]
Intercambiador 1 (primario-secundario)	Caliente	154	12156
	Frío	1213	7674
Intercambiador 2 (secundario-ACS)	Caliente	1342	7595
	Frío	1342	7595

Pérdidas de carga en los captadores solares

Según las características técnicas del fabricante, se especifica una pérdida de carga de 150 Pa, como el número de colectores solares en nuestra instalación asciende a 84, tenemos que:

$$\Delta P_{\text{captadores solares}} = 150 \cdot 84 = 12600 Pa$$

Pérdidas de carga en la tubería que une el intercambiador de calor 1 y el acumulador principal

Para calcular las pérdidas de carga de la tubería que una el primer intercambiador con el tanque de almacenamiento principal utilizaremos las expresiones expuestas en apartados anteriores. Esta tubería fue la que situamos en el lado frío en el intercambiador 1.

Tabla 8.5: Pérdida de carga en la tubería situada en el lado frío del intercambiador 1

l [m]	v [m/s]	Re	f	Σ k_v	*ΔP* [Pa]
2	2,77	153243	0,016	3,4	17765

Para los coeficientes de pérdidas (k_v) se han tenido en cuenta entre otros, los coeficientes de carga y descarga del tanque de almacenamiento.

$$K_{carga} = 1$$
$$K_{descarga} = 0{,}4$$

7.4.1.6 Pérdidas de carga en la tubería que une el acumulador principal con el resto del circuito secundario.

Con las expresiones aplicables a pérdidas de carga en tuberías se obtiene:

Tabla 8.6: Pérdida de carga en la tubería del circuito secundario

l [m]	v [m/s]	Re	f	Σ k_v	*ΔP* [Pa]
1,5	2,88	4656,6	0,042	4	26504,6

Pérdidas de carga en la máquina de absorción

La caída de presión de la máquina de absorción WFC SC30 - Yazaki ésta especificada por el fabricante.

$$\Delta P_{\text{maqabsroción}} = 60{,}4 kPa$$

8.4.2. SELECCIÓN DE LAS BOMBAS DE CIRCULACIÓN

Las bombas de circulación facilitan el transporte del fluido caloportador desde los colectores hasta el almacenamiento y luego al consumo. Accionados por un motor eléctrico que suministran al fluido la energía necesaria para transportarlo por el circuito a una determinada presión.

Bomba 1

Esta bomba es la que se encarga de mover la mezcla de anticongelante con agua a lo largo de todo el circuito primario. Tendrá que soportar las pérdidas de carga en los colectores, en las tuberías de ida y retorno de estos, en las válvulas y codos y en el lado caliente del intercambiador. La pérdida total de carga es:

$$\Delta P_{B1} = 378238\,Pa + 12600\,Pa + 12156\,Pa = 402994\,Pa$$

La potencia de la bomba está en función de la pérdida de carga y del caudal, según la expresión:

$$W = \Delta P \cdot Q \qquad [8.35]$$

Donde:

- W: Potencia necesaria [W]

- Q: Caudal entre los puntos de la diferencia de presión [kg/s]
- ΔP: Diferencia de presión [Pa]

Por tanto para conocer la potencia del motor de accionamiento sustituiremos los valores en la siguiente expresión:

$$W = \frac{\Delta P_{B1} \cdot \dot{m}_1}{\rho_{fluido} \cdot \eta} = \frac{402994 Pa \cdot 3{,}052 \, ks/s}{1038 \, kg/m^3} = 1185 W \qquad [8.36]$$

Cumpliendo con el Código Técnico de Edificación, sección HE4, en instalaciones superiores a 50 m^2 se montarán dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario. En este caso se preverá el funcionamiento alternativa de las mismas, de forma manual o automática.

Se ha elegido una bomba de la marca GRUNDFOS, modelo TPED 50-360/2-S A-F-A GQQE, cuya curva de trabajo se puede observar en los anexos de los componentes.

Bomba 2

En este caso la bomba moverá el fluido a través del lado frío del intercambiador, las tuberías del secundario y el tanque de almacenamiento general. Las pérdidas de carga que tendrá que afrontar son:

$$\Delta P_{B2} = 7674 Pa + 17765 Pa = 25439 Pa$$

La potencia del motor de accionamiento viene determinada por la siguiente expresión:

$$W = \Delta P_{B2} \cdot Q_{B2} = \frac{25439\,Pa \cdot 2{,}925\,{}^{kg}/_{s}}{995\,{}^{kg}/_{m^3}} = 91{,}36W \qquad [8.37]$$

Como recomendación es aconsejable utilizar una bomba de potencia algo superior debido a que con el paso del tiempo las pérdidas de carga pueden aumentar debido a desgastes de los instrumentos, suciedad, etc.

Se ha elegido una bomba de la marca GRUNDFOS, modelo UPS 40-100 F 250, cuya curva de trabajo se puede observar en los anexos de los componentes.

Bomba 3

El sistema está diseñado para que el caudal que mueva esta bomba sea aproximadamente constante a lo largo de todo el año. Está situada entre el acumulador principal de la instalación y el circuito secundario.

Tendrá que soportar las pérdidas de carga de las tuberías del circuito secundario y las pérdidas de carga en el "lado caliente" del intercambiador 2:

$$\Delta P_{B3} = 7595Pa + 26504{,}6Pa = 34100Pa$$

La potencia del motor de accionamiento viene determinada por la siguiente expresión:

$$W = \Delta P_{B3} \cdot Q_{B3} = \frac{34100\,Pa \cdot 7{,}4\,{}^{kg}/_{s}}{995\,{}^{kg}/_{m^3}} = 253{,}6W \qquad [8.38]$$

Al igual que en los casos anteriores la bomba elegida es de la marca GRUNDFOS, modelo UPS 40-100 F 250, y su curva de trabajo se puede observar en los anexos de los componentes.

Bomba 4

Esta bomba estará situada entre la máquina de absorción/suelo radiante y el resto de la instalación. Su principal función será la de impulsar el agua desde la máquina de absorción/suelo radiante hacia la caldera en los momentos que está funcionando en paralelo, es decir, de forma independiente al resto de la instalación.

Soportará las pérdidas de carga producidas en la caldera y las producidas en la máquina de absorción/suelo radiante. Como las pérdidas de carga en la máquina de absorción son las más elevadas, serán estas las que se utilicen para dimensionar la bomba:

$$\Delta P_{B5} = 60400 Pa$$

La potencia del motor de accionamiento viene determinada por la siguiente expresión:

$$W = \Delta P_{B5} \cdot Q_{B5} = \frac{60400\,Pa \cdot 7{,}2\,{}^{kg}\!/_{s}}{995\,{}^{kg}\!/_{m^3}} = 437{,}06W \qquad [8.39]$$

Por último, también hemos optado por la misma marca GRUNDFOS, modelo UPS 40-100 F 250, cuya curva de trabajo se puede observar en los anexos de los componentes.

8.5. DIMENSIONADO DE LOS VASOS DE EXPANSIÓN

Los vasos de expansión son unos elementos utilizados para absorber las dilataciones de los fluidos al calentarse.

En el presente proyecto se utilizarán vasos de expansión cerrada, de tipo membrana. Gracias a ellos cuando el fluido se expande, aumentando su volumen, la membrana cede comprimiendo el aire y logrando una presión de funcionamiento estable.

Para determinar el volumen necesario de los vasos de expansión se calcula el volumen máximo y mínimo del fluido contenido en el interior del circuito cerrado en cuestión. Al resultado se le aplicará un coeficiente de seguridad.

8.5.1. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO PRIMARIO

Para realizar el diseño del vaso de expansión se debe conocer algunos datos antes de su elección. El volumen del vaso se puede calcular a través de la siguiente ecuación:

$$V_{\text{vaso 1}} = \frac{V_{\text{circuito primario}}}{1000} \cdot (\rho_{T\,\min} - \rho_{T\,\max}) \qquad [8.40]$$

Donde:

- El volumen del circuito primario será la suma de:

$$V_{\text{circuito primario}} = V_{\text{colectores}} + V_{\text{tuberías}} + V_{\text{intercambiador}} = 0{,}092m^3 + 0{,}26m^3 + 0{,}035m^3 = 0{,}387m^3 \quad [8.41]$$

- $\rho_{T\,\min}$ es la densidad del fluido a la temperatura mínima de la instalación. Ésta temperatura, en general, se dará a primeras horas de la mañana, cuando la temperatura ambiente es baja. En este caso vamos a suponer la temperatura mínima histórica de -12 ºC (FUENTE: AEMET Instituto Nacional de Meteorología), por lo que $\rho_{T\,\min}$ = 1056 kg/m^3.

- $\rho_{T\,max}$ es la densidad del fluido a la temperatura máxima de la instalación. Esta temperatura será la máxima que puedan soportar los colectores solares, 200 ºC. A esa temperatura la densidad $\rho_{T\,max}$= 994 kg/m^3.

Introduciendo todos los datos en la fórmula se obtendrá un volumen del vaso de expansión de 23,994 litros.

Se elegirá un Vaso de Expansión con un volumen más próximo superior al volumen calculado. La empresa que se ha elegido para obtener dicho elemento es Salvador Escoda S.A. El vaso elegido tiene una capacidad de 24 litros y es el mostrado en la ilustración 8.6.

Ilustración 8.6: Vaso de expansión (FUENTE: SALVADOR ESCODA)

El código de referencia es SO 09 025 y pueden verse la hoja de características en los anexos.

8.5.2. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO SECUNDARIO

El volumen que se utilizará para este cálculo es el del fluido contenido en las tuberías del secundario, en la zona fría del intercambiador 1 y del tanque de almacenamiento general. De este último solo se considerará la mitad, ya que pertenece

tanto al circuito secundario como al terciario, y la otra mitad del volumen se considerará a la hora de calcular el tanque de expansión del circuito terciario. El volumen total es:

$$V_{\text{circuito secundario}} = 2548{,}8l$$

La temperatura máxima y mínima serán distintas. La mínima ya no será la mínima histórica de Leganés, ya que este circuito se encuentra en un recinto cerrado. Se utilizará la mínima del ambiente durante los meses de invierno. La temperatura máxima utilizada será también algo menor, ya que este circuito no se encuentra expuesto a la radiación solar.

El resultado para el volumen del tanque de expansión del circuito secundario es:

$$V_{\text{vaso 2}} = 72{,}6l$$

En esta ocasión el vaso de expansión elegido es el artículo 80 SMR-P (Código SO 09 028), de membrana intercambiable de 80l, también de la empresa SALVADOR ESCODA.

8.5.3. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO TERCIARIO

Estará situado en el circuito cerrado que forma la caldera y el suelo radiante/máquina de absorción, cuando la caldera funciona en paralelo y por lo tanto este circuito se encuentra separado del resto del circuito secundario.

Para el cálculo de este tanque de expansión, el volumen utilizado será el de la mitad del tanque de almacenamiento general, las tuberías que componen el suelo

radiante y las tuberías que van al tanque de ACS. El volumen de agua del circuito terciario será:

$$V_{\text{circuito terciario}} = 2813{,}2l$$

Las condiciones utilizadas serán las mismas que en el vaso de expansión para el circuito secundario. El volumen del tanque será:

$$V_{\text{vaso 2}} = 79{,}4l$$

Para este circuito se elegirá un tanque de expansión de las mismas características que en el caso del circuito secundario.

8.5.4. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO DE ACS

En el circuito de ACS no se instalará ningún tanque de expansión, ya que se trata de un circuito abierto y no sufrirá sobrepresiones.

8.6. DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El sistema de calefacción, como ya se comento en capítulos anteriores, se suministrará por medio de suelo radiante a los salones. Para dimensionar el sistema debemos determinar el número y longitud de los tubos que conforman el suelo radiante. Para ello estudiaremos el sistema de resistencias mostrado en la figura:

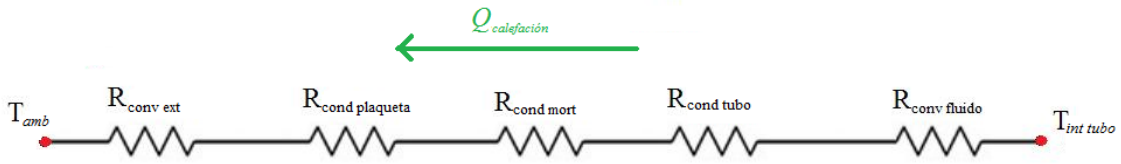


Ilustración 8.7: Esquema de resistencias térmicas del suelo radiante

Según el fabricante, debido a la gran superficie de los salones se opta por instalar dos tuberías para cada uno de ellos. Por lo que para los 28 chalets se instalarán un total de 56 lazos. Para conocer la longitud de cada lazo será necesario resolver:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{calefacción}}}{n^{o}\,lazos} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{\text{conv ext}} + R_{\text{cond plaqueta}} + R_{\text{cond mort}} + R_{\text{cond tubo}} + R_{\text{conv fluido}}} \qquad [8.42]$$

Donde:

- La diferencia de temperatura logarítmica se media se calculará mediante la ecuación:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{\text{ent suelo}} - T_{\text{amb}}) - (T_{\text{sal suelo}} - T_{\text{amb}})}{\ln\left[\dfrac{(T_{\text{ent suelo}} - T_{\text{amb}})}{(T_{\text{sal suelo}} - T_{\text{amb}})}\right]} \qquad [8.43]$$

- La resistencia de convección del aire de los salones es:

$$R_{\text{conv ext}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{suelo}} \qquad [8.44]$$

El coeficiente de convección del aire se obtendrá de aplicar la correlación de convección libre para flujo superior de placa caliente.

$$Nu = 0{,}15 \cdot Ra_L^{1/3} = \frac{h_{ext} \cdot l_c}{K_{aire}} \qquad [8.45]$$

- La resistencia de conducción de las plaquetas o pavimento es:

$$R_{\text{cond plaqueta}} = \frac{e_{\text{plaqueta}}}{K_{\text{plaqueta}} \cdot A_{suelo}} \qquad [8.46]$$

- La resistencia de conducción del mortero de cemento es:

$$R_{\text{cond mort}} = \frac{e_{\text{mort}}}{K_{\text{mort}} \cdot A_{suelo}} \qquad [8.47]$$

- La resistencia de conducción del tubo de polietileno es:

$$R_{\text{cond tubo}} = \frac{\ln\left[\frac{D_{ext}}{D_{\text{int}}}\right]}{2 \cdot \pi \cdot K_{tubo} \cdot L_{tubo}} \qquad [8.48]$$

- La resistencia de convección del agua que circula por el interior de las tuberías es:

$$R_{\text{conv fluido}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A} \qquad [8.49]$$

Para conocer el coeficiente de convección interno es necesario conocer de qué tipo de flujo se trata, para poder utilizar alguna correlación para el número de Nusselt. El Reynolds será:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{agua} \cdot v_{\text{int}} \cdot D_{\text{int}}}{\mu_{agua}} \qquad [8.50]$$

Los valores del Reynolds que se obtienen indican flujo laminar, por lo que el número de Nusselt será constante y del siguiente valor:

$$Nu = 4{,}36 = \frac{h_{\text{int}} \cdot D_{\text{int}}}{K_{agua}} \qquad [8.51]$$

Con todos estos datos se obtiene que todas las tuberías deberán contar con una longitud de:

$$L = 90m$$

8.7. DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Como ya se explico en anteriores capítulos, el sistema de climatización contará con una máquina de absorción. Esta consta de muchas ventajas a la hora de climatizar entre las que destacan el ahorro económico y energético que producen.

La potencia de la máquina de absorción será aquella que, para cuando se den las circunstancias más desfavorables, sea capaz de cubrir toda la totalidad de la demanda de climatización. En este estudio el mes cuya carga térmica de climatización es el mes de Julio, con una potencia de:

$$P_{\text{climatización}} = 90{,}84kW$$

Por lo que nuestra máquina de absorción debe ser mayor. El modelo elegido es el WFC SC-30 de la marca YAZAKI, que tiene una potencia nominal de 105 kW.

Ilustración 8.8: Máquina de Absorción (FUENTE: YAZAKI)

En los anexos se puede ver una hoja de características con todos datos técnicos de la máquina de absorción.

8.8. DIMENSIONADO DEL SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

Cualquier instalación de energía solar tiene que disponer de un sistema auxiliar de energía para asegurar la continuidad en el abastecimiento de la demanda térmica.

El sistema auxiliar se diseñara para cubrir el servicio como si no se dispusiera de la instalación solar. Sólo entrara en funcionamiento cuando sea estrictamente necesario y de forma que se aproveche lo máximo la energía extraída del campo de captación.

El sistema de aporte de energía convencional auxiliar con acumulación o en línea, siempre dispondrá de un termostato de control sobre la temperatura de preparación que en condiciones normales de funcionamiento permitirá cumplir con la legislación vigente en cada momento referente a la prevención y control de la legionelosis.

Para realizar un correcto dimensionamiento que nos permita asegurar la demanda en cualquier situación, habrán de suponerse las condiciones más desfavorables. Tomaremos como referencia aquella situación en la que el sistema de apoyo tenga que cubrir toda la demanda de ACS y de climatización/calefacción.

En la siguiente tabla mostramos cuales son las demandas de ACS y cargas térmicas correspondientes a cada mes:

Tabla 8.7: Resumen de la demanda mensual de calor

	Q_{ACS} [kW]	$Q_{calefacción}$ [kW]	$Q_{climatización}$ [kW]	$Q_{caldera}$ [kW]
Enero	32,44	45,21	0	77,65
Febrero	27,29	42,76	0	70,05
Marzo	25,05	37,61	0	62,66
Abril	24,13	0	0	24,13
Mayo	22,55	0	0	22,55
Junio	21,66	0	77,43	99,09
Julio	18,70	0	90,84	109,54
Agosto	16,77	0	88,76	105,53
Septiembre	20,83	0	77,54	98,37
Octubre	21,96	0	0	21,96
Noviembre	27,91	38,66	0	66,57
Diciembre	33,37	45,01	0	78,38

Como observamos en la tabla anterior el caso más desfavorable es el mes de Julio, en el cual la caldera ha de ser capaz de suministrar al menos 19 kW para ACS y 91 kW para climatización.

La caldera de apoyo presentará distinta configuración en función de la aplicación a la que deba dar apoyo:

- Configuración en serie para apoyo a ACS: si la temperatura del agua es inferior a 60 ºC, se hace pasar a través de la caldera, la cual se encargará de elevarla hasta la temperatura de servicio (60ºC).
- Configuración en paralelo para apoyo a calefacción y climatización: la diferencia con respecto al apoyo al sistema de ACS reside en que los circuitos de calefacción y climatización son cerrados.

8.9. SISTEMA DE CONTROL Y REGULACIÓN

El sistema de control asegurará el correcto funcionamiento de las instalaciones, procurando obtener un buen aprovechamiento de la energía solar captada y asegurando un uso adecuado de la energía auxiliar. El sistema de regulación y control comprenderá el control de funcionamiento de los circuitos y los sistemas de protección y seguridad contra sobrecalentamientos, heladas etc.

La localización e instalación de los sensores de temperatura deberá asegurar un buen contacto térmico con la parte en la cual hay que medir la temperatura, y para ello instalaremos las sondas en contra corriente con el fluido. Los sensores de temperatura deberán estar aislados contra la influencia de las condiciones ambientales que le rodean. El sensor de temperatura de la acumulación lo colocaremos en la parte inferior en una zona no influenciada por la circulación del circuito secundario.

Para nuestra instalación deberemos de contar con sistemas individuales para seleccionar la puesta en marcha de cada aplicación, complementado con otro que regule la aportación de energía a la misma. Esto lo realizaremos por control de temperatura y caudal actuando sobre una válvula de reparto y las bombas de circulación.

8.10. OTROS COMPONENTES

A continuación vamos a describir más componentes que debe tener nuestra instalación aunque no los especificaremos técnicamente. Los más destacados serán:

8.10.1. VÁLVULAS

Válvulas de corte

Estas válvulas permiten independizar las agrupaciones de baterías para facilitar la realización de operaciones de mantenimiento.

Válvulas antirretorno

Para asegurar que no se produzcan pérdidas energéticas relevantes debidas a flujos inversos no intencionados en ningún circuito hidráulico del sistema deberemos instalar válvulas antirretorno.

Válvulas de seguridad

Debemos de instalar una válvula de seguridad por cada fila de captadores con el fin de proteger la instalación. Debido a su función emplearemos válvulas de resorte.

8.10.2. PURGADORES

En los puntos altos de la salida de baterías de captadores y en todos aquellos puntos de la instalación donde pueda quedar aire acumulado, colocaremos sistemas de purga constituidos por botellines de desaireación y purgadores automáticos.

8.10.3. TORNILLERÍA

Todas las piezas pequeñas y de tornillería necesarias para la conexión de componentes y demás particularidades de la instalación solar como abrazaderas y otros accesorios.

9. ESTUDIO DE IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

9.1. INTRODUCCIÓN

Uno de los principales objetivos de esta instalación es reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, concretamente las de CO_2. En la actualidad, debido al aumento en la emisión de estos gases, se están produciendo grandes cambios en el clima a nivel mundial.

Gracias a la tecnología, hemos conseguido un grado de comodidad que supera al de cualquier otro momento en la historia, pero este desarrollo se ha logrado a costa de consumir más y más energía y de someter al medioambiente a un creciente y preocupante deterioro.

El principal obstáculo que frena a estas fuentes de energía renovables es el económico, porque normalmente son más caras que los combustibles fósiles o la energía nuclear. Aunque desde otro punto de vista, no es tan claro que las energías tradicionales sean más baratas, porque si incluyéramos el costo que supone limpiar la contaminación que provocan o disminuir sus daños ambientales, el precio de la energía obtenida del petróleo, carbón, gas o uranio, sería bastante más alto del que tienen en el mercado. Lo que sucede es que los estados, por motivos políticos, son los que pagan esos costes indirectos y subvencionan, directa o indirectamente, las energías no renovables.

Al utilizar el sol como fuente de energía, no solo conseguimos reducir las emisiones de CO_2, sino que también evitamos emitir además otros gases nocivos como el monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO_x) u óxidos de azufre (SO_x). Es interesante entonces comparar las emisiones de la instalación aquí diseñada

con las que tendrían otro tipo de instalaciones, con el fin de comprobar que la reducción de emisiones es importante.

9.2. COMPARTIVA DE LA REDUCCIÓN DE LOS GASES CONTAMINENTES

En la siguiente tabla mostramos la demanda de energía necesaria para cubrir las necesidades de ACS, calefacción y climatización, frente a la energía que es capaz de aportar por la instalación solar térmica por sí sola, sin recurrir a la fuente de energía auxiliar.

Tabla 9.1: Demanda de Energía vs Energía aportada por la instalación solar

	DEMANDA ACS [MJ]	APORTE SOLAR ACS [MJ]	DEMANDA CALEF/CLIM [MJ]	APORTE SOLAR CALEF/CLIM [MJ]
Enero	28962	10832	40363	3915
Febrero	24757	9903	38792	7952
Marzo	25160	10391	37775	31278
Abril	24757	24757	0	0
Mayo	23908	23908	0	0
Junio	22223	19556	79443	46871
Julio	19826	18478	96309	56629
Agosto	17780	17193	94103	39618
Septiembre	20247	17979	75369	25399
Octubre	22057	22057	0	0
Noviembre	24114	9284	33402	7616
Diciembre	27931	10195	37673	1168
Total	**281722**	**194532**	**533230**	**220447**

Sumando los totales y restando obtendremos la diferencia, que es la energía que tendrá que suministra la fuente auxiliar (caldera de gas natural).

Tabla 9.2: Totales anuales

Total demandado [MJ]	814952
Total Aportado [MJ]	414979
Diferencia [MJ]	399973

A continuación detallamos las instalaciones de las cuales realizaremos la comparación:

- ✓ **Instalación A:** es la instalación estudiada y dimensionada en este proyecto, la cual utiliza energía del sol para aportar parte de la demanda energética de ACS, de calefacción por suelo radiante y de climatización.
- ✓ **Instalación B:** es esta instalación la energía necesaria para abastecer la demanda de ACS, calefacción y climatización la aportará únicamente la caldera de gas natural.
- ✓ **Instalación C:** en esta instalación la energía demandada para el suministro de ACS y calefacción por suelo radiante la proporcionará la caldera de gas natural, mientras que el aire acondicionado en verano lo proporcionará una máquina de compresión convencional (consumo de electricidad).

El criterio seleccionado para comparar las tres instalaciones es la generación de contaminantes en cada una de ellas. Para poder llevar a cabo esto, es necesario establecer qué cantidad de contaminantes se generar en cada caso. Para el caso de la combustión de gas natural es sencillo, pero para poder conocer qué cantidad de contaminantes se generar al consumir energía eléctrica, necesitamos conocer el mix tecnológico español que se ha utilizado para generar dicha electricidad, y qué cantidad de contaminantes genera cada tecnología. Una vez conocido esto se establece una equivalencia entre *kg contaminante* y *kWh* producido.

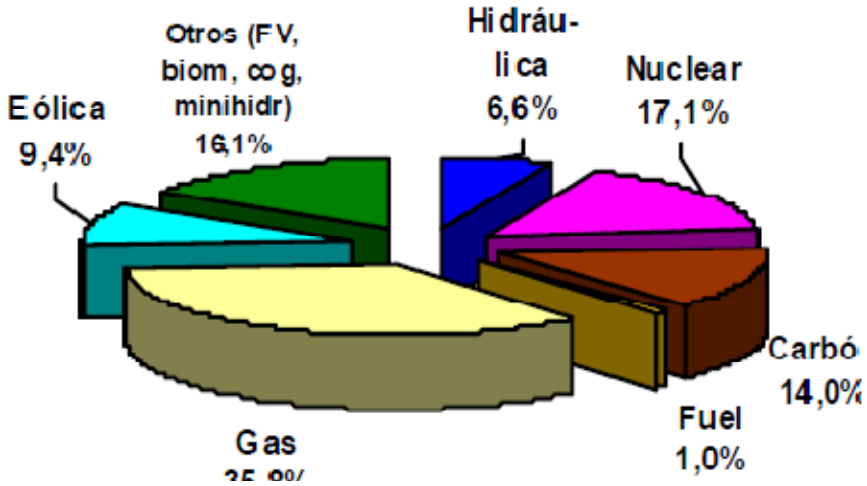


Ilustración 9.1: Mix eléctrico de España 2008 (FUENTE: http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/sintesis_REE_2008.pdf)

La producción eléctrica por tecnologías en España es mayoritaria en Carbón, Fuel y Gas natural. Teniendo en cuenta las emisiones de cada uno de estos combustibles determinamos la cantidad de kilogramos de contaminante que se produce por cada kilovatio hora que se genera.

Tabla 9.3: Cantidad de contaminante producido según tipo de combustible (FUENTE: www.omel.es)

PROMEDIO		
Contaminante	Gas Natural [g/kWh]	Electricidad [g/kWh]
CO_2	466	456
CO	0,098	7
NO_x	0,0062	0,00155
SO_x	0	10,2

Ahora podemos determinar cuánto repercute al medioambiente el hecho de utilizar energía solar como fuente de energía primaria. En la instalación A, debemos contar con el consumo eléctrico de todas las bombas hidráulicas, mientras que en la instalación B y C, el consumo eléctrico se reduce a la bomba de aplicaciones estacionales. En las siguientes tablas se muestra la cantidad de gases contaminantes

emitidos por cada una de las tres instalaciones y el aporte de energía al cabo de un año.

Tabla 9.4: Cantidad de contaminante emitida a la atmósfera durante un año por la instalación A

INSTALACIÓN A					
	kWh	**kg CO_2**	**kg CO**	**kg NO_x**	**kg SO_x**
$Q_{Diferencia}$	111.104	51774	10,9	0,69	0
W_{BOMBAS}	2.317	1057	16,2	0	23,63
TOTAL		52831	27,1	0,69	23,63

Tabla 9.5: Cantidad de contaminante emitida a la atmósfera durante un año por la instalación B

INSTALACIÓN B					
	kWh	**kg CO_2**	**kg CO**	**kg NO_x**	**kg SO_x**
$Q_{demandado}$	226.375	105491	22,2	1,40	0
W_{BOMBAS}	485	221	3,4	0	4,95
TOTAL		105712	25,6	1,40	4,95

Tabla 9.6: Cantidad de contaminante emitida a la atmósfera durante un año por la instalación C

INSTALACIÓN C					
	kWh	**kg CO_2**	**kg CO**	**kg NO_x**	**kg SO_x**
$Q_{demandado}$	130.480	60804	12,8	0,81	0
W_{BOMBAS}	485	221	3,4	0	4,95
$W_{MÁQ.\ COMP}$	15982	7288	111,9	0	163,02
TOTAL		68313	128,1	0,83	167,96

A continuación se muestran una serie de gráficos en los que se comparan las cantidades emitidas a la atmósfera en función de cada una de las dos instalaciones.

Con respecto a los gases de CO_2:

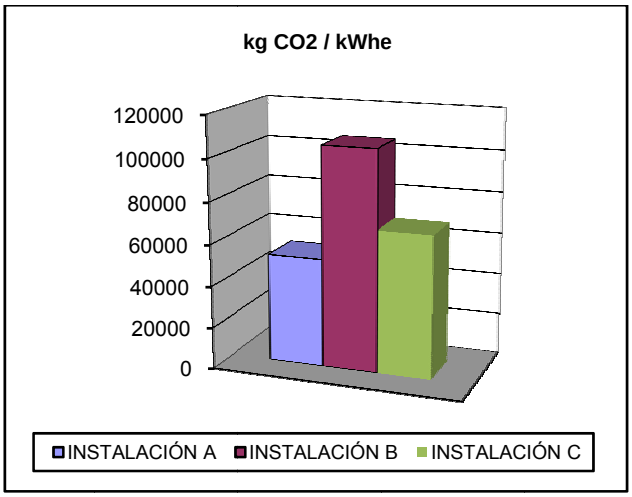


Ilustración 9.2: Emisiones CO_2

La reducción de emisiones de la instalación A con respecto a la instalación B es de un 50,1%, y con respecto a la instalación C es de 22,6%.

Con respecto a los gases de CO, NO_x y SO_x:

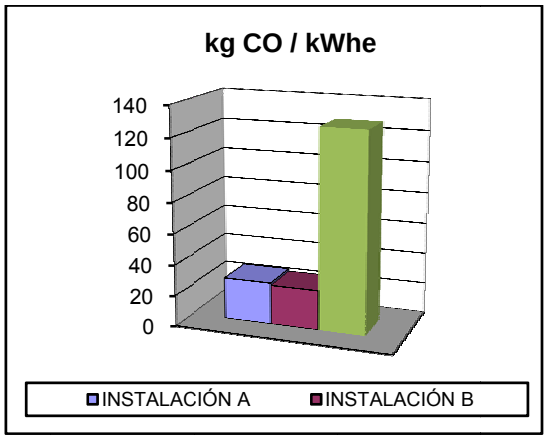


Ilustración 9.3: Emisiones CO

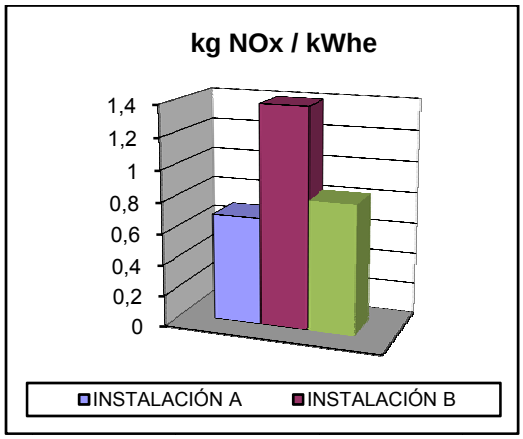


Ilustración 9.4: Emisiones NO_X

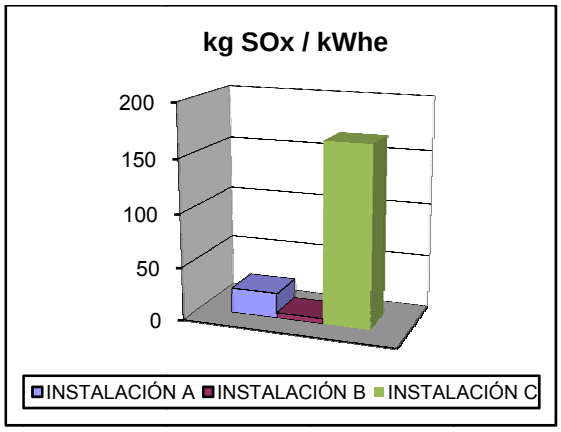


Ilustración 9.5: Emisiones SO_X

La generación de estos gases se puede ver también como se reduce respecto a la instalación en la que la instalación solar no actúa.

Si se tiene en cuenta que la vida útil de la instalación es de unos 25 años, se conseguiría evitar una emisión de 1322 toneladas de CO2 con respecto a una instalación que únicamente emplease gas natural y de 387 toneladas de CO2 con respecto a una instalación que emplease gas natural para ACS y calefacción y suministrase aire acondicionado a través de una máquina de compresión. Este es un ahorro considerable teniendo en cuenta que se produce solo en 28 viviendas.

10. ESTUDIO ECONÓMICO

10.1. INTRODUCIÓN

Este capítulo se centrará en si nuestra instalación es viable económicamente y es asumible para el usuario final. Deberemos tener en cuenta parámetros importantes que servirán para calcular si la inversión que realizamos es rentable y que índices de ahorro obtenemos. Estos parámetros son:

- El coste total de la instalación, es decir la inversión inicial que tenemos que desembolsar para llevar a cabo el proyecto.
- Las subvenciones otorgadas por la Comunidad de Madrid para instalaciones solares de nuestro tipo.
- El ahorro económico que supone la utilización de la energía solar frente al uso del gas natural como energía primaria.
- El ahorro por coste en las emisiones de gastos contaminantes.
- PAY BACK, el número de años que tardaremos en recuperar nuestra inversión inicial. Deberemos tener en cuenta la tasa de inflación para obtener el valor real del dinero.

10.2. PRESUPUESTO

En primer lugar debemos realizar un presupuesto de la instalación lo más detalladamente posible. A continuación se muestra una tabla con los costes de cada elemento.

COMPONENTE	MARCA	PRECIO UNITARIO [€/ud]	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Colector Solar Plano 5000ST	GAMESA	520	84	43680
Anticongelante monopropilenglicol	SALVADOR ESCODA	93,84/25l	3	281,52
Tuberías Cu (D_{INT}=26mm)	TENCHNITUB	8,88/5m	120	1065,6
Aislante tuberías Armaflex SF	ISOVER	12,75/2m	300	3825
Bomba (circuito primario)	GRUNDFOS	1200	2	1200
Vaso de expansión (primario) 24 SMF	SALVADOR ESCODA	35,36	1	35,36
Intercambiador de placas (primario) M3 FG RI 43	SALVADOR ESCODA	1242	1	1242
Tanque de acumulación solar AS.SERP. 5000-S	HELEOS HISPANIA	6854,25	1	6854,25
Bomba (circuito secundario)	GRUNDFOS	300	1	300
Vaso de expansión (secundario) 80 SMR-P	SALVADOR ESCODA	165,36	1	165,36
Intercambiador de placas (ACS) M3 FG RI 30	SALVADOR ESCODA	1002	1	1002

Tanque de acumulación ACS AS.SERP.1500-l	HELEOS HISPANIA	2970,18	1	2970,18
Bomba (circuito terciario)	GRUNDFOS	300	1	300
Máquina de absorción WFC SC-30	YAZAKI	15570	1	14570
Bomba (circuito climatización/suelo radiante)	GRUNDFOS	300	1	300
Disipador de calor BD 24	SALVADOR ESCODA	1109,60	1	1109,60
Válvulas y tornillería				4200
Mano de obra				9000
TOTAL				**93485,77**

Tabla 10.1: Resumen de la inversión inicial

10.3. SUBVENCIONES

Gracias a un acuerdo entre la Comunidad de Madrid y el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el fin de potenciar el uso de energías renovables, se han lanzado ayudas económicas a aquellas instalaciones y destinatarios que hagan uso doméstico de instalaciones solares térmicas.

Según el *B.O.C.M. nº 154, de 30 de junio*, la subvención será de 200€/m^2 de superficie útil de captación al tratarse de una aplicación para refrigeración. Nuestro coste subvencionable será:

$$Coste_{subvencionable} = 200\frac{€}{m^2} \cdot 84 colector \cdot 2{,}1\frac{m^2}{colector} = 35280€ \qquad [10.1]$$

Con lo que la inversión inicial ascendería a 58205,77€

10.4. AHORRO ECONÓMICO ANUAL

Conocida la inversión inicial es necesario hacer un estudio sobre la viabilidad económica de la instalación. Como nuestro sistema utiliza la energía solar como fuente de energía primaria, se produce un ahorro respecto a las otras instalaciones.

La tarifa vigente del gas natural es necesaria para el cálculo del ahorro. Concretamente la tarifa que se muestra a continuación es la resolución del 29 de Junio del 2009 por la Comisión Nacional de la Energía (CNE), publicada en el *BOE Nº157, de 30 de junio de 2009*.

Tabla 10.2: Coste del consumo del kWh (FUENTE: CNE)

Nivel de consumo de referencia	Término fijo Euros / Cliente y mes	Término variable Euros / kWh
T.1 Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año	3,9	0,04350766
T.2 Consumo superior o a 5.000 kWh/año e Inferior o Igual a 50.000 kWh/año	7,84	0,03786566
T.3 Consumo superior o a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año	48,89	0,03184487
T.4 Consumo superior a 100.000 kWh/año	146,54	0,02934587

- Con respecto a la instalación B:

$$\text{Ahorro anual de kWh térmic} = 115.271 kWh / año$$
$$\text{Precio kWh}_{\text{GAS NATURAL}} = 0{,}02934587 € / kWh$$
$$\text{Ahorro anual de coste en comb} = 3382{,}72 € / año$$

- Con respecto a la instalación C:

$$\text{Ahorro anual de kWh térmic} = 19376 kWh / año$$
$$\text{Precio kWh}_{\text{GAS NATURAL}} = 0{,}02934587 € / kWh$$
$$\text{Ahorro anual de coste en comb} = 968{,}6 € / año$$

También es necesario conocer el coste eléctrico de las instalaciones que depende de la tarifa eléctrica. Este vienen publicado en el BOE nº 315 del 31 de diciembre de 2008. En la tabla 10.3 se muestran las tarifas básicas.

Tabla 10.3: Relación de las tarifas básicas con los precios de sus términos de potencia y energía (FUENTE: BOE nº 315 del 31 de diciembre del 2008)

Tarifas y escalones de tensión Baja tensión	Término de potencia Tp: € / kW mes	Término de energía Te: € / kWh
Tarifa Social, Potencia < 3 kW	0,000000	0,112480
1.0 General, Potencia ≤ 1 kW (1)	0,402318	0,089365
2.0.1 General, 1 kW < Potencia ≤ 2,5 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
2.0.2 General, 2,5 kW< Potencia ≤ 5 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
2.0.3 General, 5 kW< Potencia ≤ 10 kW (1) y (2)	1,642355	0,112480
3.0.1 General, 10 kW< Potencia ≤ 15 kW (1) y (2)	1,770000	0,113400

- Con respecto a la instalación B:

$$\text{Coste anual de kWh eléctricos} = 1832 kWh / año$$
$$\text{Precio kWh}_{\text{eléctrico}} = 0{,}11248€ / kWh$$
$$\text{Ahorro anual de coste de eléctrico} = 205{,}92€ / año$$

- Con respecto a la instalación C:

$$\text{Coste anual de kWh eléctricos} = 13665 kWh / año$$
$$\text{Precio kWh}_{\text{eléctrico}} = 0{,}11340€ / kWh$$
$$\text{Ahorro anual de coste de eléctrico} = 1949{,}61€ / año$$

Gracias a que reducimos las emisiones de CO_2, obtenemos un ahorro por cada tonelada no emitida. Para el presente proyecto recurrimos al Sistema Electrónico de Negociación de Derechos de Emisión de Dióxido de Carbono (SENDECO$_2$), y tomando como referencia el día 28 de Agosto de 2009, se puede observar que en la siguiente figura que la tonelada de CO_2 tiene un coste de 14,96€.

Ilustración 10.1: Coste de la emisión de una tonelada de CO_2 (FUENTE: SENDECO$_2$)

- Con esto el Ahorro anual de CO_2 será con respecto a la instalación B:

$$\text{Ahorro anual de toneladas } CO_2 = 52{,}881 t/año$$
$$\text{Precio tonelada } CO_2 = 14{,}96€/t$$
$$\text{Ahorro anual de coste en emisiones} = 791{,}1€/año$$

- Con esto el Ahorro anual de CO_2 será con respecto a la instalación C:

$$\text{Ahorro anual de toneladas } CO_2 = 15{,}48 t/año$$
$$\text{Precio tonelada } CO_2 = 14{,}96€/t$$
$$\text{Ahorro anual de coste en emisiones} = 231{,}61€/año$$

Sumando el ahorro de coste debido al combustible y a la reducción de emisiones obtenemos:

$$\boxed{\begin{array}{l}\text{Total ahorro anual INSTALACIÓN B} = 3967.9€/año \\ \text{Total ahorro anual INSTALACIÓN C} = 3522{,}8€/año\end{array}}$$

10.5. PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN

El periodo de amortización es el parámetro que nos proporciona una mediada de la rentabilidad de nuestro proyecto. Este tiene en cuenta la cronología de los distintos flujos de caja, y gracias a él, podemos conocer en qué año la inversión inicial iguala a los flujos de caja neto y empezamos a obtener beneficios.

La expresión que nos permite calcularlo es:

$$VAN = \text{Beneficio anual - Inversión Inicial} \qquad [10.2]$$

$$VAN = A \cdot \sum_n \left[\frac{1+c}{1+i}\right]^n - M \cdot \sum_n \left[\frac{1+e}{1+i}\right]^n - I \qquad [10.3]$$

Donde:

- VAN es el valor actual neto, que expresa la relación entre los ingresos y los gastos de la inversión en función del tiempo.
- A es el ahorro de combustible y emisiones.
- I es la inversión inicial.
- M es el coste de mantenimiento (1% de la inversión inicial)
- c es el incremento del precio del combustible (4,85%).
- i es el interés bancario (4%).
- e es la tasa de inflación anual (3,2%).
- n es número de años de estudio

10.5.1. VIABILIDAD ECONÓMICA RESPECTO A LA INSTALACIÓN B

En la siguiente tabla se puede observar que el período de amortización será:

	VAN [€]
Año 1	-56068
Año 2	-52955
Año 3	-49803
Año 4	-46610
Año 5	-43377
Año 6	-40103
Año 7	-36788
Año 8	-33432
Año 9	-30035
Año 10	-26596
Año 11	-23115
Año 12	-19592
Año 13	-16027
Año 14	-12419
Año 15	-8768
Año 16	-5075
Año 17	-1338
Año 18	2443
Año 19	6267
Año 20	10135
Año 21	14048
Año 22	18005
Año 23	22007
Año 24	26055
Año 25	30147

Tabla 10.4: Período de amortización

Durante los primeros años de funcionamiento, el VAN es negativo, debido a que todavía no se ha recuperado toda la inversión inicial de capital.

El VAN se anula en el décimo octavo (18) y a partir del mismo se empiezan a obtener beneficios netos, es decir, ganancias económicas respecto a una instalación convencional.

A continuación mostramos una gráfica de la evolución del VAN en el tiempo:

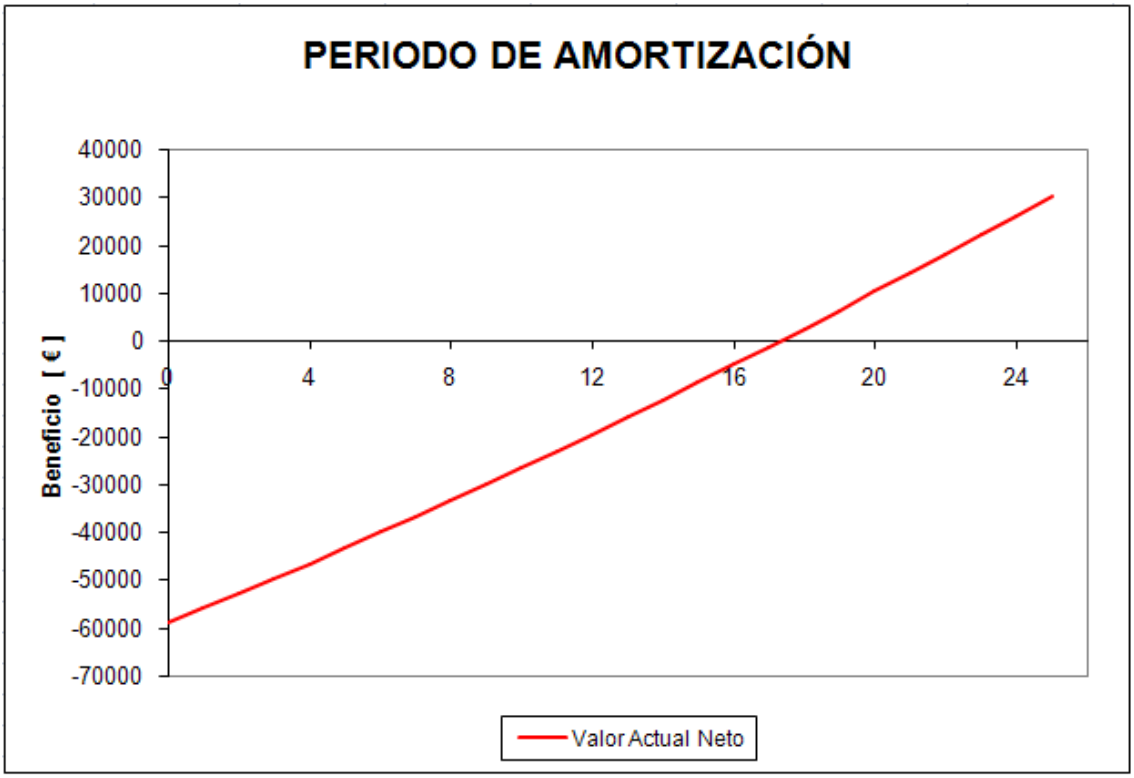


Ilustración 10.2: Tendencia del Valor Neto de la inversión con el tiempo

Se puede ver que hasta el año 18 no se amortiza toda la inversión inicial, empezándose a tener beneficios a partir de ese año. Transcurrida la vida útil de la instalación (25 años), se podrá llegar a tener unos beneficios de 30147€.

10.5.2. VIABILIDAD ECONÓMICA RESPECTO A LA INSTALACIÓN C

En la siguiente tabla se puede observar que el período de amortización será:

	VAN [€]
Año 1	-56517
Año 2	-53857
Año 3	-51160
Año 4	-48427
Año 5	-45657
Año 6	-42851
Año 7	-40007
Año 8	-37126
Año 9	-34208
Año 10	-31251
Año 11	-28257
Año 12	-25225
Año 13	-22155
Año 14	-19046
Año 15	-15898
Año 16	-12711
Año 17	-9486
Año 18	-6220
Año 19	-2916
Año 20	429
Año 21	3813
Año 22	7238
Año 23	10704
Año 24	14210
Año 25	17757

Tabla 10.5: Periodo de amortización

En este caso el VAN se anula en el año vigésimo (20). La evolución con el tiempo es la siguiente:

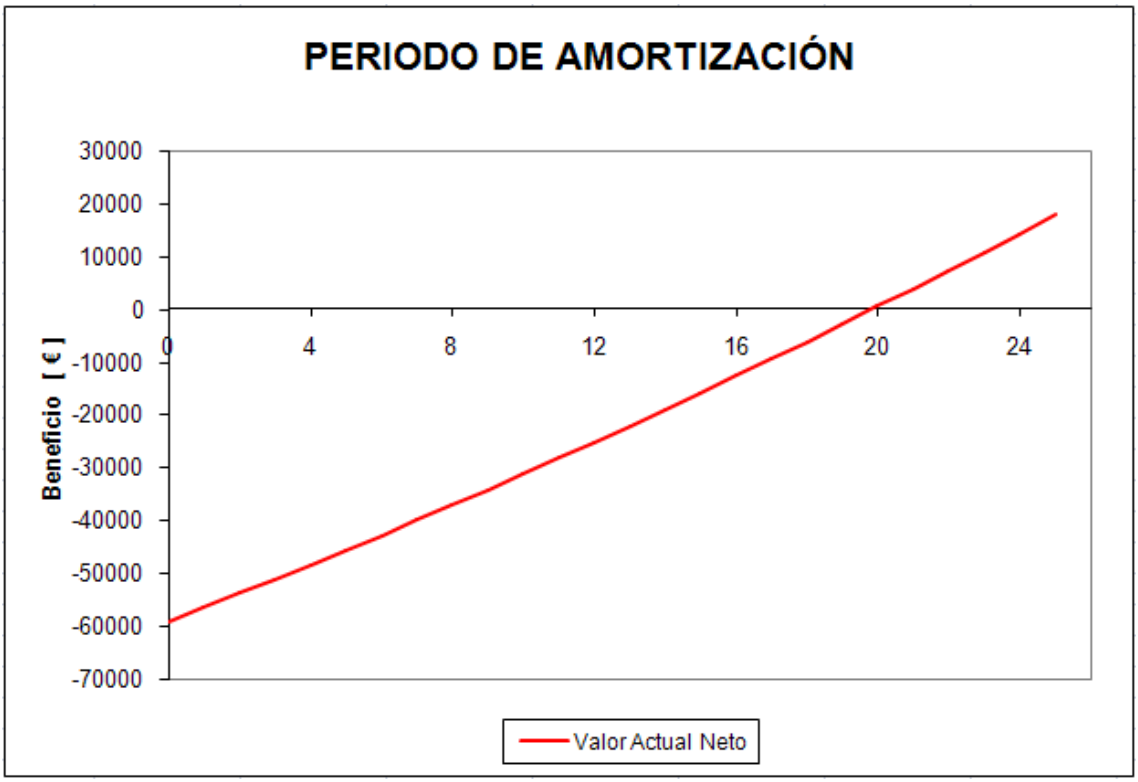


Ilustración 10.3: Tendencia del Valor Neto de la inversión con el tiempo

Como resultado del estudio económico de la instalación solar con respecto a la instalación C, transcurridos los 25 años de la vida útil de la instalación, en este caso podremos obtener unos beneficios de 17757€.

11. CONCLUSIONES

Como se recoge al inicio del proyecto, el objetivo del mismo consiste en determinar la forma de satisfacer parte de la demanda de ACS, calefacción y climatización, para un conjunto de chalets ubicado en Leganés, mediante el uso de la energía térmica solar. Para ello, se ha diseñando una instalación de esta naturaleza que reduce de forma sensible y efectiva las emisiones de gases contaminantes derivados del consumo de una instalación convencional, que no solo no conlleva incremento en el coste, si no que a largo plazo supone unos significativos beneficios económicos.

A dicho efecto, además de los aspectos técnicos de la instalación objeto del proyecto se ha debido de tener en cuenta que el porcentaje de cobertura de la demanda de ACS viene regulado por la Ordenanza de Madrid, que establece que las instalaciones que se construyan para satisfacer las demandas de energía de viviendas han de cubrir al menos el 60% de la demanda anual de las mismas.

En este contexto, y siguiendo las indicaciones del D.T.I.E y lo que exige el CTE en materia de aporte solar, se ha dimensionado una instalación con capacidad suficiente para cumplir holgadamente las exigencias de la Ordenanza mencionada y que además proporciona un apoyo a la climatización en los meses de verano y a la calefacción en los meses de invierno.

A continuación numeraremos una descripción de los resultados más importantes de ese proyecto:

- El conjunto de viviendas plantea una demanda diaria de ACS de 3696 litros, calculada a partir Código Técnico de Edificación.

- En invierno y verano la demanda térmica para cubrir las aplicaciones de calefacción y climatización la calculamos basándonos en el Reglamento

de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE). La máxima demanda se da en el mes de Julio, y es de 90,82kW.

- De conformidad con los datos de partida, tomados de las mediciones de la instalación meteorológica que el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos tiene situada en Leganés, calculamos las pérdidas de nuestro colector (marca Gamesa Solar), causadas por el efecto del viento.

- El número de colectores solares que se requerirían por la normativa vigente para cubrir la demanda de ACS de las 28 viviendas unifamiliares, es de 32. Puesto que en el presente proyecto tiene también por objetivo satisfacer en parte de la demanda de calefacción y climatización, ha sido preciso la instalación de un número superior de colectores. La determinación del número de estos ha venido también condicionada por el espacio disponible para su instalación y la ausencia de demanda de energía se producen en algunos meses del año, siendo el número final 84.

- Anualmente, con la instalación solar se consigue aportar un 70% de la demanda de ACS, un 49% de la demanda de climatización y un 34% de la demanda anual de calefacción. Es especialmente significativo el valor del aporte a la climatización, ya que los cálculos ejecutados corresponden a una media de valores máximos registrados en los últimos años.

- En cuanto al ahorro de emisiones de gases de efecto invernadero, el estudio ha demostrado que produce una reducción significativa de emisiones de CO_2, de 52,8 toneladas anuales con respecto a una instalación que utiliza una caldera de gas natural únicamente, y de 16 toneladas anuales con respecto a una instalación que usa una máquina de compresión convencional para el aire acondicionado.

- El balance económico revela que tras una inversión inicial de 94000€, la instalación acaba siendo rentable, concretamente a los 18 años de

funcionamiento para la instalación B y a los 20 años para la instalación C, periodo en el que se producirá la amortización total de la inversión realizada. En consecuencia, a partir de este momento hasta el final de la vida útil de la instalación, a los 25 años, por no consumo de combustibles y derechos de emisión de CO2, obtendremos unos ahorros de 30000€ en el primer caso y de 18000€ en el segundo caso.

11.1. CONCLUSIONES FINALES

Del conjunto de los resultados del proyecto se desprende que las instalaciones térmico solares resultan atractivas de cara al consumidor y muy positivas para el medio ambiente.

Por otra parte uno de los inconvenientes para el desarrollo de este tipo de proyectos se encuentran en que, por ser soluciones innovadores no se dispone de los equipos necesarios adaptados a estos usos; un ejemplo de esto es la máquina de absorción, ya que este tipo de equipos no se emplean normalmente en usos domésticos y por tanto no se comercializan equipos adaptados a tal fin.

Cabe sin embargo destacar la importancia de la subvención recibida por parte de la Comunidad de Madrid y el IDAE, por la que si no fuera, la amortización de la instalación ocurriría en el año 25, al final de la vida útil de la misma, lo que haría que dejara de ser interesante para el usuario. Consecuentemente resulta imprescindible que no solo por un lado las instituciones faciliten ayudas y subvenciones, sino que también den suficiente información para lograr concienciar al consumidor del valor de este tipo de instalaciones.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, Davis P. *Fundamentos de la transferencia de calor*. Prentice – Halls, 4º Edición.

M-Conde Engineering, Zurich 2002

URSULA EICKER, "*Solar Technologies for Buildings*", Wiley 2003.

CENSOLAR. Tablas proporcionadas por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

Legislación y Normativa:

Código de Edificación Técnica (CTE). Ministerio de la Vivienda. 2006

B.O.C.M. Núm. 109 *Ordenanza Solar Madrid*. Pág. 85 – 88 Viernes 9 de Mayo de 2003.

Documentos Técnico de Instalación en la Edificación DTIE 1.01. *Preparación de agua caliente para usos sanitarios.* ATECYR. 2004

Documentos Técnico de Instalación en la Edificación DTIE 8.03. *Instalaciones solares Térmicas para la producción de Agua Caliente Sanitarias.* ATECYR. 2004

Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE). Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Versión 31/7/2006.

Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Octubre 2002.

Páginas web:

<http://clima.meteored.com/clima-en-madrid-082220.html> Base de datos climatológica de la Comunidad de Madrid, España.

<http://www.girasolar.es/spip.php?article29> Girasolar, instalaciones de suelos radiantes

<www.omel.es> Operador del Mercado Ibérico de la Energía

<http://www.ree.es/sistema_electrico/pdf/infosis/sintesis_REE_2008.pdf> Red eléctrica de España. El sistema eléctrico español, mix tecnológico 2008.

<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php> Sistema de Información Geográfico Fotovoltaica /Photovoltaic Geographical Information System – PVGIS)

<http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/InstalacionesIndustriales/Art_Interes/Tema8.pdf> Pérdidas de carga, Tema 8. Pág. 2.

<www.idea.es> Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).

<www.sendeco2.com> Sistema Electrónico de Negociación de Derechos de Emisión de Dióxido de Carbono (SENDECO$_2$).

Apuntes de asignaturas:

Energías renovables, 3º curso de Ingeniería Industrial (Especialidad).
Profesor responsable: Marcelo Izquierdo Millán

Mecánica de fluidos, 3º curso de Ingeniería Industrial (Especialidad)
Profesor responsable: Javier Rodríguez Rodríguez

Ingeniería Térmica y de Fluidos, 4º curso de Ingeniería Industrial (Troncal).
Profesores responsables: Antonio Acosta Ibarra y Pedro A. Rodríguez Aumente

Sistemas térmicos, 4º curso de Ingeniería Industrial (Especialidad).
Profesor responsable: Domingo José Santana Santana

Ingeniería Energética, 5º curso de Ingeniería Industrial (Troncal).
Profesor responsable: Antonio Lecuona Neumann

Calor y Frío Industrial, 5º curso de Ingeniería Industrial (Especialidad).
Profesores responsables: Marcelo Izquierdo Millán y Mercedes De Vega Blázquez

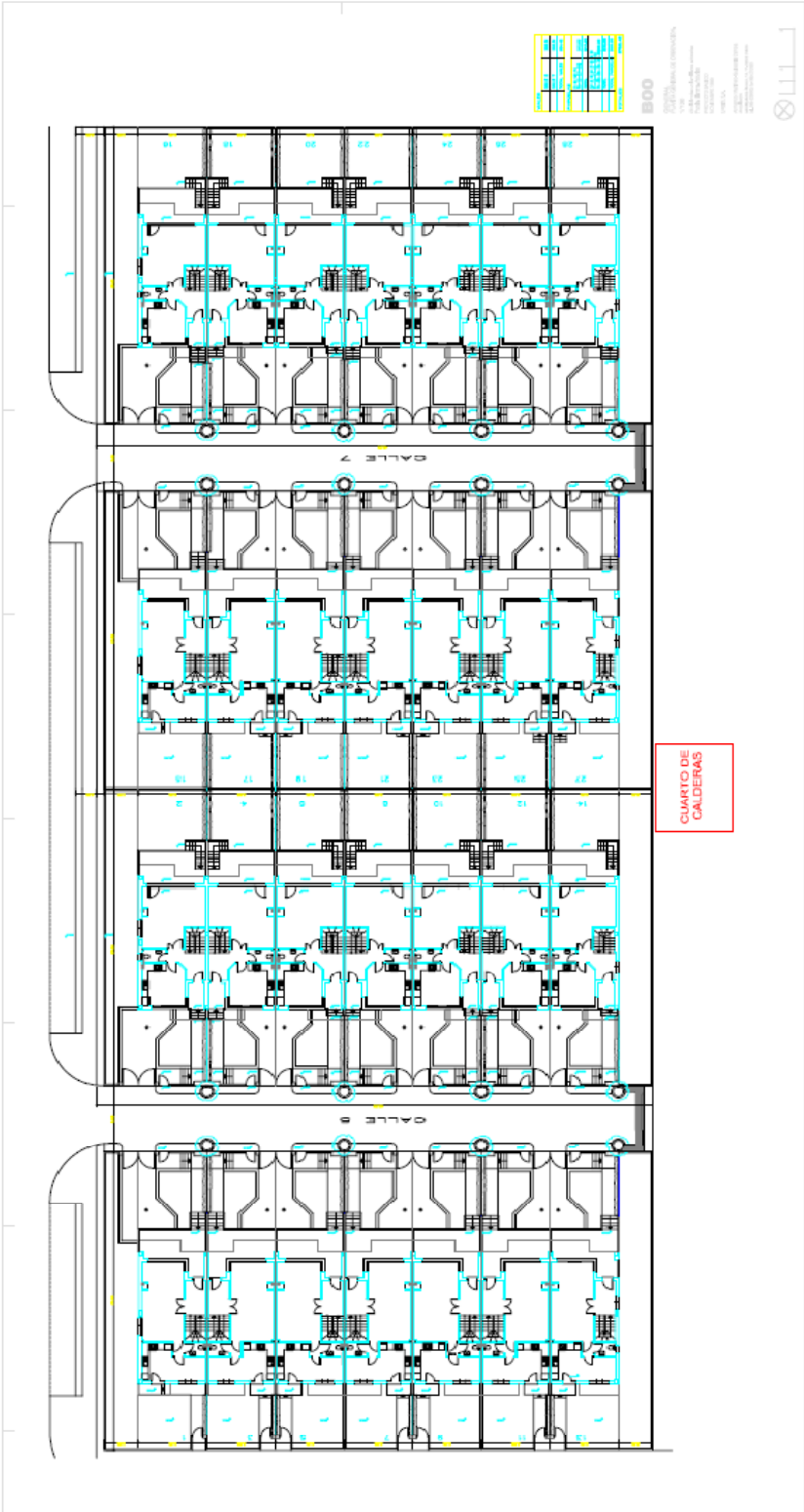
Empresas fabricantes de los componentes:

- Gamesa Solar
- Salvador Escoda
- Yazaki
- Grundfos
- Technitub
- Isover - Armacell
- Heleos Hispania

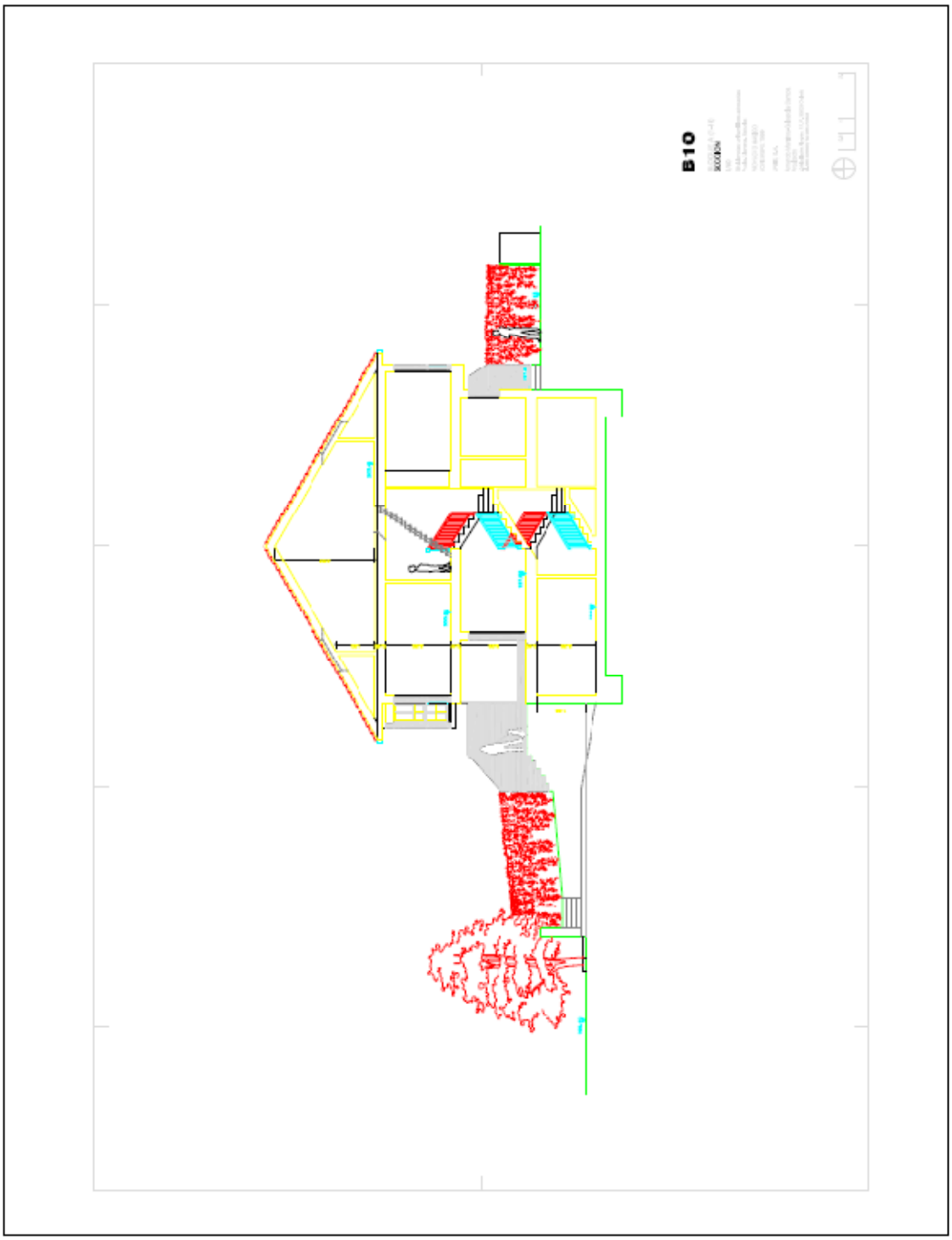
PLANOS

FACHADAS DEL BLOQUE DE VIVIENDAS A

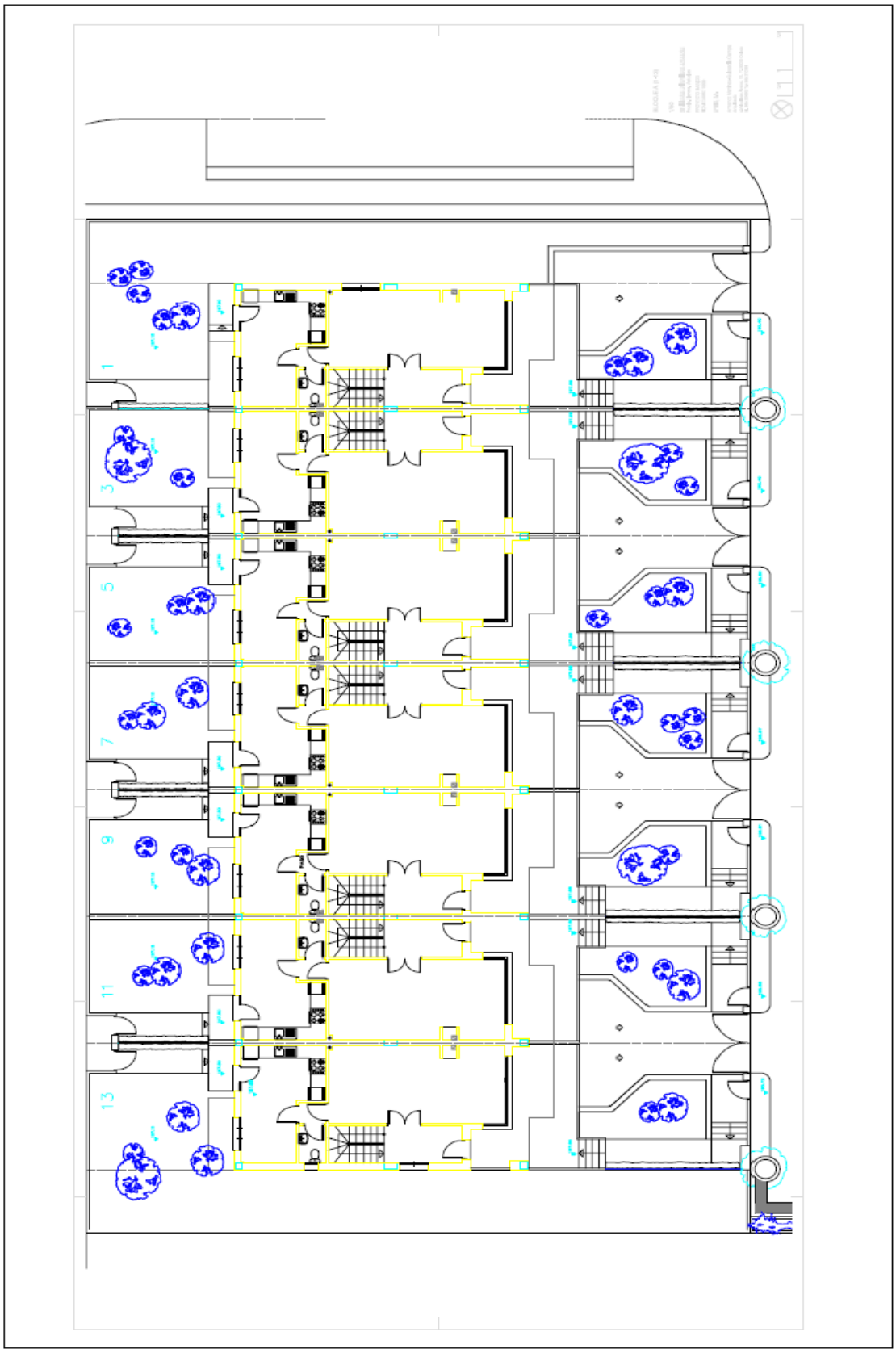
PLANO DE LA ZONA DE VIVIENDAS



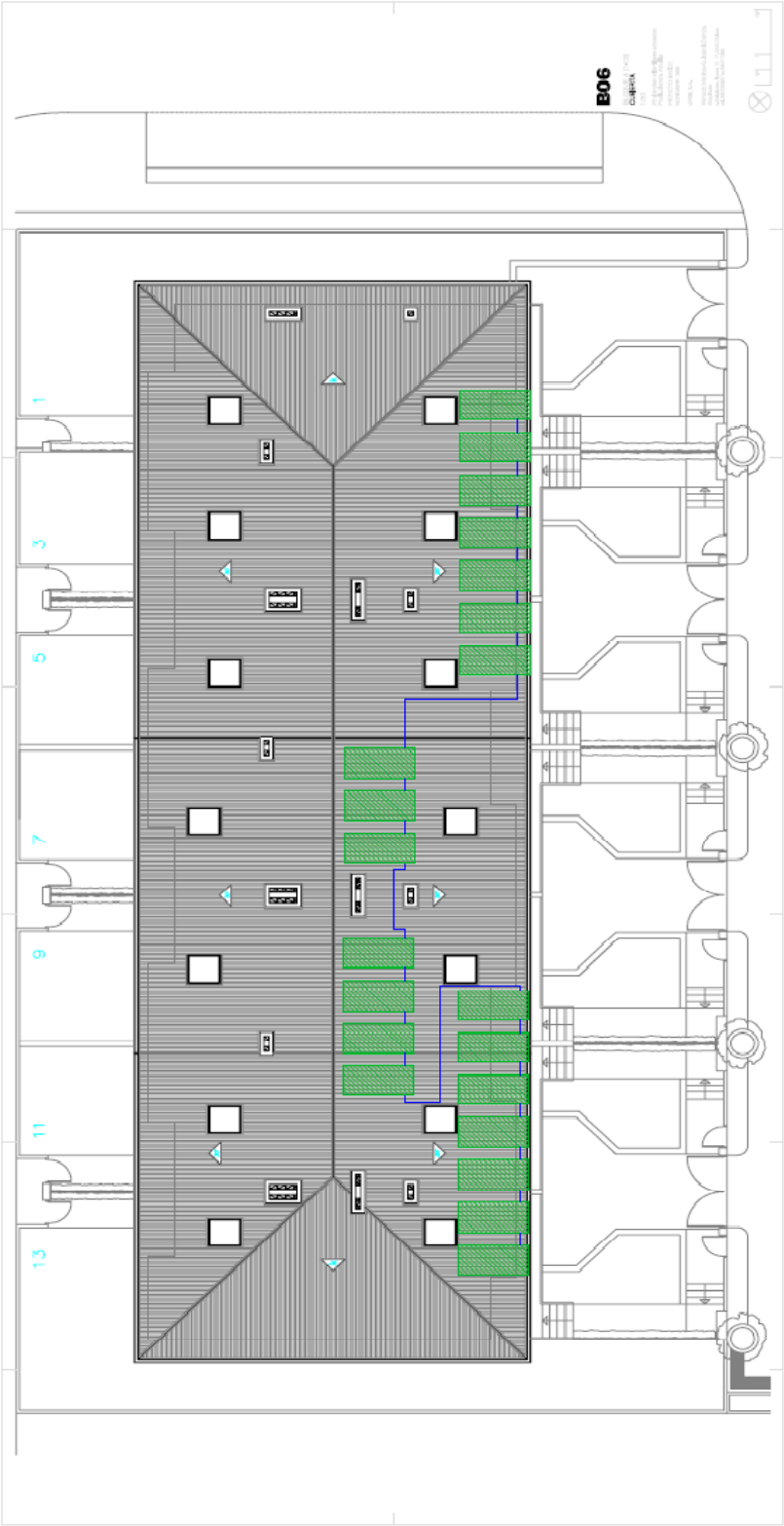
SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN CHALET



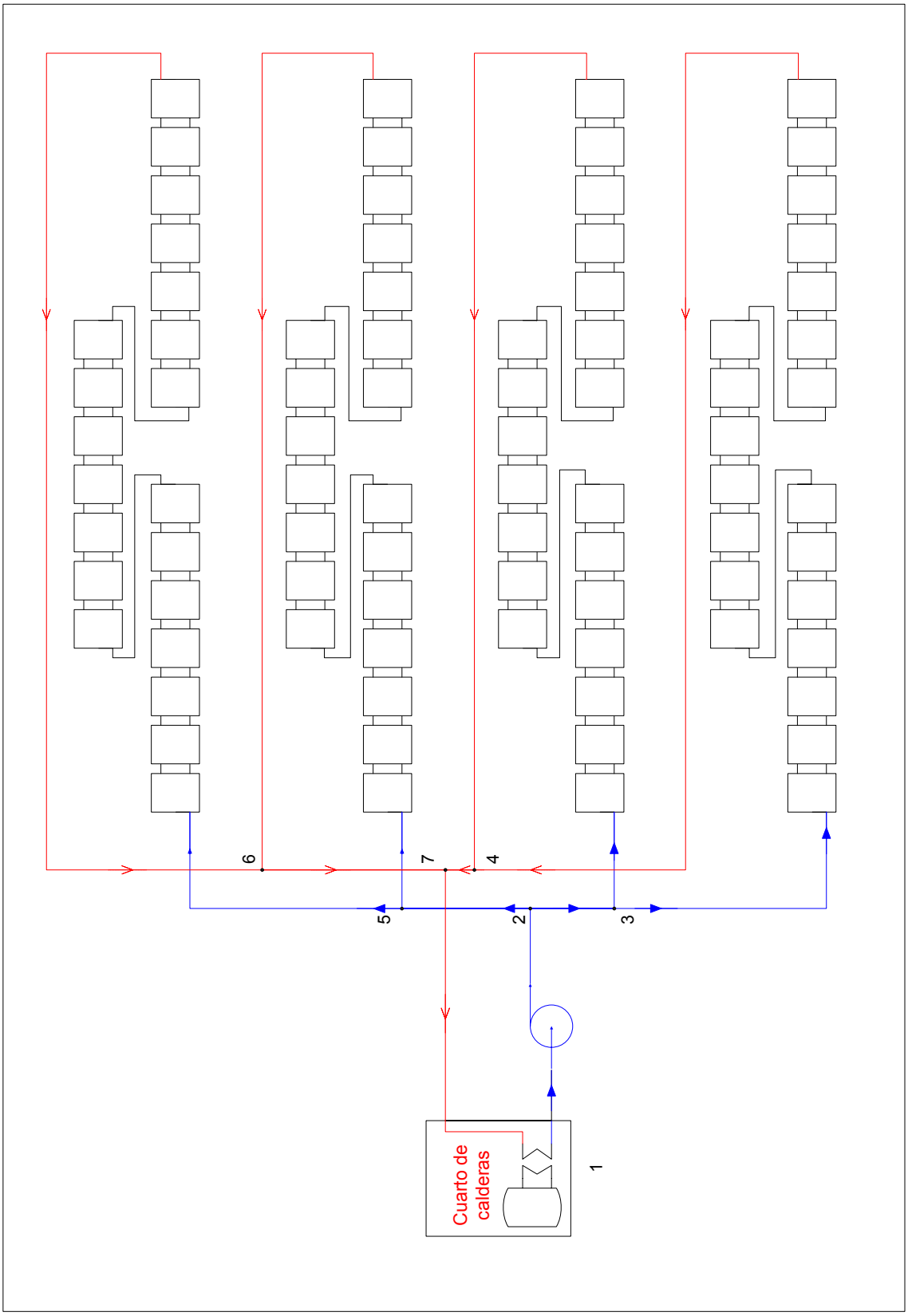
VISTA EN PLANTA DE LAS VIVIENDAS DEL BLOQUE A



COLOCACIÓN DE LOS COLECTORES



ESQUEMA DE CONEXIÓN DE LOS COLECTORES

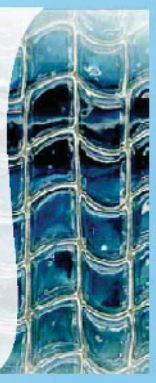


ANEXOS

COLECTOR SOLAR PLANO DE LA MARCA GAMESA, MODELO: 5000ST

Captador Solar Plano 5000ST

El nuevo captador solar plano 5000 ST obtiene un alto rendimiento gracias a su novedoso sistema de aislamiento transparente TIM en forma de panal de abeja, que reduce sensiblemente las pérdidas térmicas del captador. De esta forma se consigue una notable mejora de la curva de rendimiento, que permite su uso en nuevas aplicaciones con temperaturas de hasta 100ºC (climatización, procesos industriales, etc.) logrando un alto rendimiento a un coste muy inferior al de otras tecnologías como la de tubo de vacío.



El captador solar plano 5000 ST se compone de un absorbedor con recubrimiento selectivo, fabricado mediante la tecnología de "sputtering", una de las más avanzadas y eficientes del mercado. Este proceso cuenta con la mejor valoración ecológica del sector.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

- Sistema de aislamiento transparente TIM, que reduce las pérdidas por el vidrio.
- Captador fabricado mediante tecnología "sputtering".
- 360º de contacto entre banda absorbente y los tubos de cobre.
- Emisión de sólo un 7% de radiación, minimizando las pérdidas térmicas.
- Absorción del 95% de la radiación solar recibida.
- Superficie de captación de 2,1 m^2.
- Banda absorbente de aluminio, más ligero y ecológico.
- Caja de aluminio anodizado de alta resistencia a la corrosión.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Dimensiones	2120 x 1050 x 86,2 mm
Área de apertura	2,1 m^2
Peso en vacío	38 Kg
Capacidad de colector	1,85 l.
Caja del captador	Aluminio anodizado
Cobertura transparente	Vidrio templado
Transmisividad	89,80%
Espesor	4 mm
Aislamiento térmico	Fibra de vidrio con film de aluminio
Parte posterior	35 mm
Marcos laterales	15 mm
Aislamiento Transparente bajo vidrio (TIM)	
Material	Acetato de celulosa
Geometría	Panal de abeja
Espesor	15 mm

Absorbedor selectivo	
Recubrimiento absorbente	NiOx / Ni
Tratamiento de la superficie	Sputtering
Absortividad	95% (+-2)
Emisividad	7% (+-2)
Material de las bandas	Aluminio
Tubos del absorbedor	
Material	Cobre
Número de tubos	7
Diámetro externo/interno	12/10 mm
Unión por embutición entre tubos y banda absorbente	
Tubos colectores	
Material	Cobre
Diámetro Externo	22 mm

Gamesa

Captador Solar Plano 5000ST

RECOMEDACIONES DE USO

Número máximo de captadores conectados en paralelo:	6
Presión máxima de trabajo:	6 bar

Fluido caloportador

Climas en los que no sea necesario el uso de anticongelante	**Agua***	100%
	Caudal recomendado	50 l/h/m^2
	Caída de presión	10,5 mmca

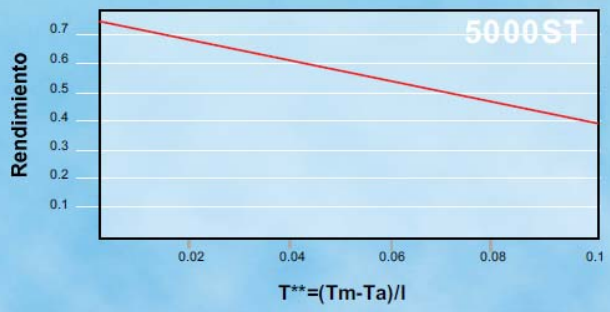
* Consultar parámetros de calidad del agua en el manual de instalación

En caso de riesgo de heladas	**Agua + Glicol****	70/30%
	Caudal recomendado	60 l/h/m^2
	Caída de presión	15 mmca

** Consultar la temperatura mínima histórica registrada en la zona.

CURVA DE RENDIMIENTO DEL CAPTADOR 5000ST

5000ST según INTA: 0,7443-3,508T**
(curva equivalente en función de Te: 0.7291-3,438T*)



Tm: Temperatura Media en el colector (ºC)
Ta: Temperatura Ambiente
I: Irradiación solar instantánea (W/m^2)
Te: Temperatura de entrada al colector (ºC)

Garantía captador: 8 años.
Los datos contenidos en esta ficha técnica pueden estar sujetos a cambios sin previo aviso por parte de Gamesa Solar.

Gamesa

FLUIDO CALOPORTADOR MARCA SALVADOR ESCODA

SALVADOR ESCODA S.A.®
www.salvadorescoda.com
Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

10 ANTICONGELANTES

• Anticongelantes

Código	Material	€
	ANTICONGELANTE AGUA MONOETILENGLICOL «ESCOGEL» CALEFACCIÓN	
MA 10 121	Concentrado calefacción 25 lts. al 60%	48,50
MA 10 122	Concentrado calefacción 25 lts. al 90%	65,00
	ANTICONGELANTE AGUA MONOPROPILENGLICOL SANITARIO Y SOLAR	
MA 10 123	Bidón 25 lts. anticongelante U.S. calidad técnica	105,00
MA 10 124	Bidón 25 lts. solar anticongelante U.S. calida técnica, marrón (10% alc)	93,84
	ANTICONGELANTE GASÓLEO «NET GEL FUEL»	
MA 10 101	Bote 2 litros	26,99
	MONOETILENGLICOL	
GF 01 401	Bidón de 25 litros	95,00

Nota: Anticongelante específico para Energía Solar en pág. N-16 del capítulo "Energía Solar Térmica" de esta Tarifa de Precios

Punto congelación	Temperatura mínima aconsejada	Monoetilenglicol	Propilenglicol	Monopropilenglicol
-5°C	-1°C	5%	–	10%
-7°C	-3°C	10%	–	15%
-9°C	-5°C	-51%	–	20%
-12°C	-8°C	20%	–	25%
-15°C	-10°C	25%	–	30%
-18°C	-13°C	30%	40%	35%
-21,5°C	-17,5°C	53%	45%	40%
-26°C	-21°C	40%	55%	45%
-30,5°C	-26,5°C	45%	60%	50%
-37°C	-32°C	50%	75%	60%

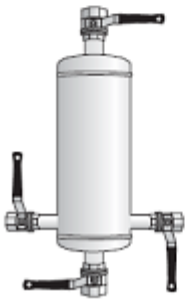
Los datos son en % sobre el volumen de fluido total.
Por ejemplo, si disponemos de 100 litros totales en una instalación y queremos poner un 5%, debemos introducir 5 litros de fluido secundario, y 95 litros de agua

• Densímetros de anticongelante

NET-9

FT 2030

Código	Artículo	€
	NET-9	
MA 10 125	Densímetro destinado a indicar la densidad de un producto agua+anticongelante con el fin de determinar la temperatura de protección de la mezcla	31,10
	FT 2030	
MA 10 126	Comprobador óptico de anticongelante. Se saca una gota de líquido a comprobar, se deposita en el prisma y se cierra la tapa. Una clara línea de separación claro-oscuro nos indica el porcentaje exacto de la mezcla, en la escala del producto Analizado. En la escala "A" a la izquierda propilenglicol y a la derecha etilenglicol	98,00



• Depósito para adición de anticongelante

Código	Material	€
	ESCO 7	
MA 10 120	• Intercalado en el circuito de calefacción, permite llenar de anticongelante o aditivo el circuito. • Conexión 1/2" **Depósito ESCO 7**	126,80

TUBERÍAS DE COBRE MARCA TECHNITUB

technitub

Tubo de cobre para la refrigeración **B**

Lista nº 15

TUBO COBRE EN ROLLOS DE 15 mts. — B1-01-003

Grueso de pared mm	Ø exterior en mm	Modelo	Código	€
0,80	4,76	TR-3/16"	201010	18,80
0,80	6,35	TR-1/4"	201013	23,50
0,80	7,94	TR-5/16"	201016	32,70
0,80	9,52	TR-3/8"	201020	36,20
0,80	12,70	TR-1/2"	201022	48,60
0,80	15,87	TR-5/8"	201026	62,00
1,00	19,06	TR-3/4"	201028	92,80
1,00	22,23	TR-7/8"	201030	110,00

Norma: EN 12735-1

TUBO COBRE EN ROLLOS DE 30 mts. — B1-01-003

Grueso de pared mm	Ø exterior en mm	Modelo	Código	€
0,80	6,35	TR-1/4"	201014	47,00
0,80	9,52	TR-3/8"	201021	72,40
0,80	12,70	TR-1/2"	201023	97,30
0,80	15,87	TR-5/8"	201027	124,00

Norma: EN 12735-1

TUBO COBRE RIGIDO EN BARRAS DE 5 mts. — B1-03-003

Grueso de pared mm	Ø exterior	Modelo	Código	€
0,80	9,52	TB-3/8"	203010	2,28
0,80	12,70	TB-1/2"	203012	3,24
0,80	15,87	TB-5/8"	203014	3,96
1,00	19,06	TB-3/4"	203016	5,66
1,00	22,23	TB-7/8"	203018	6,74
1,00	25,40	TB-1"	203020	7,91
1,00	28,57	TB-1-1/8"	203022	8,88
1,25	34,92	TB-1-3/8"	203024	13,40
1,25	41,47	TB-1-5/8"	203026	16,30
1,25	53,97	TB-2-1/8"	203028	21,50
1,65	66,67	TB-2-5/8"	203030	36,10
2,00	66,67	TB-2-5/8"	203031	45,40
1,65	79,37	TB-3-1/8"	203032	44,20
2,50	79,37	TB-3-1/8"	203033	69,80

Norma: EN 12735-1

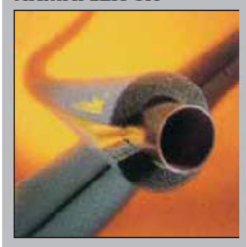
TUBO CAPILAR DE COBRE — B1-04-005

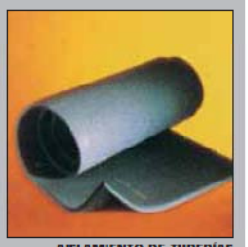
Modelos Ø en mm		En rollos de 15 mts.		En rollos de 105 mts.	
Ø Interior	Ø Exterior	Código	€ Rollo	Código	€ Rollo
0,8	2	204010	9,75	204011	57,60
1	2	204015	8,25	204016	57,00
1	3	204017	21,60	204018	137,00
1,25	2,45	204020	12,30	204021	79,50
1,5	2,5	204025	11,00	204026	75,00
1,5	3	204027	18,60	204028	123,00
2	3	204030	15,00	204031	102,00
2	4	204032	31,20	204033	204,00

PECOMARK B3

AISLANTE MODELO AMAFLEX, MARCA ISOVER

ARMAFLEX SH





AISLAMIENTO DE TUBERÍAS

isover

DESCRIPCIÓN

Coquillas y planchas de espuma elastomérica a base de caucho sintético flexible, de estructura celular cerrada.

APLICACIONES

Aislamiento térmico para sistemas de calefacción e hidrosanitaria, que cumple con el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) apéndice 03.1.

DIMENSIONES

Coquillas de 2 m de largo en diversos espesores.

Diámetro de la tubería (mm)	Espesor coquilla estándar (mm)	Espesor coquilla autoadhesiva (mm)	Longitud (m)
12	9 y 19	9	2
15		9 y 19	
18			
28			
35			
42	9, 19 y 27		
48			
54		19	
60	9 Y 27		
76			
89			
102	9, 27 y 37		
114			
140			
160	27 y 37		
168			

Planchas: en hojas, en espesores 13, 20 y 30 mm. de 2 m x 0,5 m.

CAMPO DE APLICACIÓN

De +10 °C a +105 °C (+85 °C para la plancha).

AISLAMIENTO TÉRMICO

Temperatura media °C	20
Conductividad Térmica W/(m·K)	≤0,037

REACCIÓN AL FUEGO

• Clasificación M1 (no inflamable).

RESISTENCIA A LA INTEMPERIE

El producto instalado a la intemperie se protegerá, después de pasados 36 horas y antes de los siete días, con dos capas de pintura Armafinish.

SELLOS Y CERTIFICADOS

isover

HT/Armaflex® S Coquillas 2 m.

Aislamiento térmico flexible de espuma elastomérica para altas temperaturas e instalaciones especiales.

Tubería de Cobre Cu		Tubería de Hierro Fe		Coquilla Armaflex Ø Int. mín/máx mm.	Espesor 20 mm.		
Ø Exterior mm.	Pulgadas	Pulgadas	Ø Exterior mm.		Ref.	metros/cartón	€/m.l.
15	5/8	1/4	13,5	18,5 - 20,0	HT-20X015-SWH	64	6,18
18	3/4	3/8	17,2	21,0 - 22,5	HT-20X018-SWH	58	6,67
22	7/8	1/2	21,3	25,0 - 26,5	HT-20X022-SWH	50	7,23
28	1 1/8	3/4	26,9	31,0 - 33,0	HT-20X028-SWH	40	8,80
35	1 3/8	1	33,7	38,0 - 40,0	HT-20X035-SWH	32	9,79
42	1 5/8	1 1/4	42,4	46,0 - 48,0	HT-20X042-SWH	24	10,83

Tubería de Cobre Cu		Tubería de Hierro Fe		Coquilla Armaflex Ø Int. mín/máx mm.	Espesor 35 mm.		
Ø Exterior mm.	Pulgadas	Pulgadas	Ø Exterior mm.		Ref.	metros/cartón	€/m.l.
15	5/8	1/4	13,5	18,5 - 20,0	HT-35X015-SWH	30	11,45
18	3/4	3/8	17,2	21,0 - 22,5	HT-35X018-SWH	28	11,69
22	7/8	1/2	21,3	25,0 - 26,5	HT-35X022-SWH	24	11,92
28	1 1/8	3/4	26,9	31,0 - 33,0	HT-35X028-SWH	20	12,75
35	1 3/8	1	33,7	38,0 - 40,0	HT-35X035-SWH	20	13,58
42	1 5/8	1 1/4	42,4	46,0 - 48,0	HT-35X042-SWH	16	15,53

armacell engineered foams
www.armacell.com
info.es@armacell.com

MIEMBRO DE andimat

BOMBAS DE CIRCULACIÓN MARCA GRUNDFOS

GRUNDFOS

Empresa: -
Creado Por: -
Teléfono: -
Fax: -
Datos: -

Proyecto: -
Código: -

Cliente: -
Nº Cliente: -
Contacto: -

Posición	*Contar*	*Descripción*	*Precio unit*
	1	**TPED 50-360/2-S A-F-A GQQE**  **Advierta! la foto puede diferir del actual producto** Código: 96275534 Bomba doble monocelular centrífuga, en línea. El diseño en línea con bocas de aspiración y descarga opuestas permite su montaje en tuberías o en una cimentación de hormigón. El cierre es un cierre mecánico resistente a la corrosión y libre de mantenimiento. La bomba lleva un motor MGE trifásico con bridas IEC y convertidor de frecuencia y controlador PI integrados en la caja de conexiones del motor. No es necesaria protección adicional del motor ya que tanto el motor como los componentes electrónicos están protegidos mediante protección incorporada contra sobrecarga y temperatura. Un transmisor de presión diferencial registra la presión diferencial a través de la bomba y permite el control de presión constante o proporcional de la bomba. Un cable asegura la comunicación entre las dos bombas.El interruptor de selección situado en la caja de conexiones permite pasar de un funcionamiento en alternancia a un funcionamiento en reserva. Un panel de control permite fijar el punto de ajuste necesario así como ajustar la bomba a funcionamiento MIN o MAX o PARADA. El panel de control tiene luces testigo para "Funcionamiento" y "Fallo". La comunicación con la bomba es posible	Bajo pedido

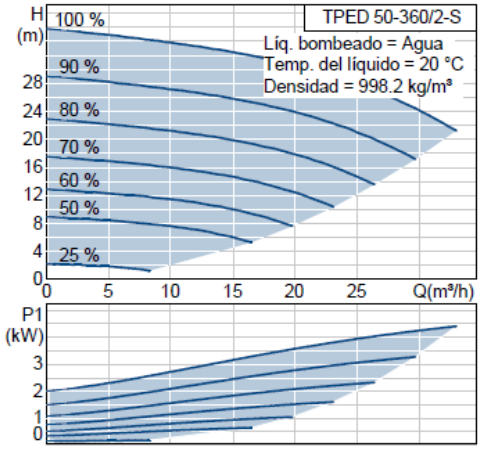
Impreso del CAPS Grundfos GRUNDFOS 4/11

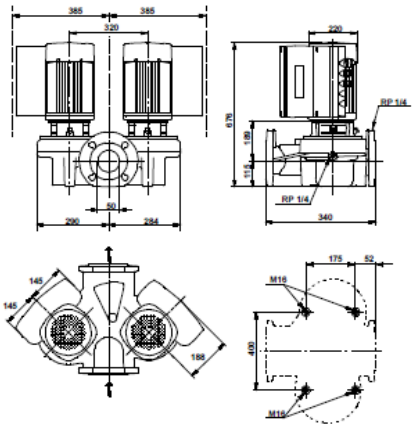
Empresa: -
Creado Por: -
Teléfono: -
Fax: -
Datos: -

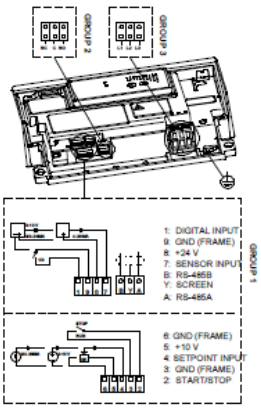
Proyecto: -
Código: -

Cliente: -
Nº Cliente: -
Contacto: -

Descripción	Valor
Producto::	TPED 50-360/2-S A-F-A GQQE
Código::	96275534
Número EAN::	5700830066669
Técnico:	
Velocidad para datos de bomba:	2860 rpm
Caudal nominal:	29 m³/h
Altura nominal:	24.1 m
Altura máxima:	360 dm
Cierre:	GQQE
Tolerencia de curva:	ISO 9906 Annex A
Versión de la bomba:	A
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1040 ASTM 25 B
Impulsor:	Fundición EN-JL1030 ASTM A48-30 B
Código de material:	A
Instalación:	
Temperatura ambiental máxima:	40 °C
Presión de trabajo máxima:	16 bar
Presión máxima a la temp. declarada:	16 bar / 90 °C
Tipo de brida:	DIN
Código de conexión:	F
Diámetro de conexiones:	DN 50
Presión:	PN 16
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga:	340 mm
Tamaño de la brida del motor:	FF215
Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	-25 .. 90 °C
Temp. líquido:	20 °C
Densidad:	998.2 kg/m³
Datos eléctricos:	
Tipo de motor:	112MC
Potencia nominal - P2:	2 x 4 kW
Frecuencia de alimentación:	50 Hz
Tensión nominal:	3 x 380-480 V
Corriente nominal:	8,10-6,60 A
Velocidad nominal:	360-3530 rpm
Grado de protección (IEC 34-5):	55
Clase de aislamiento (IEC 85):	F
Protección del motor:	B
Motor Nº:	96528121
Otros:	
Peso neto:	150 kg
Peso bruto:	169 kg
Volumen:	0.497 m³
Programa Nº:	96280172







Impreso del CAPS Grundfos 8/11

GRUNDFOS

Empresa: -
Creado Por: -
Teléfono: -
Fax: -
Datos: -

Proyecto: -
Código: -

Cliente: -
Nº Cliente: -
Contacto: -

Posición	*Contar*	*Descripción*	*Precio unit*
	1	**UPS 40-100 F 250**	Bajo pedido

Advierta! la foto puede diferir del actual producto

Código: 95906486
The pump is of the canned rotor type, i.e. pump and motor form an integral unit without shaft seal and with only two gaskets for sealing.
The bearings are lubricatd by the pumped liquid.
The pump has 3-step speed selector.
The pump is characterized by:

* Stainless steel shaft.
* Ceramic radial bearing system.
* Carbon axial bearing.
* Stainless steel rotor can and bearing plate.
* Corrosion-resistant impeller, Compuesto, PES/PP.
* Fundición pump housing.

The motor is a 1-phase motor.
No additional motor protection is required.

Líquido:
Rango de temperatura del líquido: -25 .. 110 °C

Técnico:

Clase TF:	110
Homologaciones en placa:	CE

Materiales:

Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1030 ASTM 30 B
Impulsor:	Compuesto, PES/PP

Instalación:

Amb. máx. con líquido a 80ºC:	40 °C
Presión de trabajo máxima:	10 bar
Tipo de brida:	DIN
Diámetro de conexiones:	DN 40
Presión:	PN 10

Impreso del CAPS Grundfos GRUNDFOS 3/9

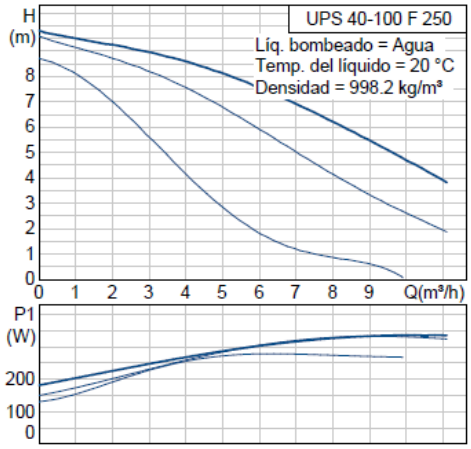
GRUNDFOS

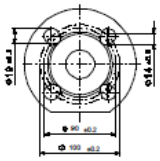
Empresa: -
Creado Por: -
Teléfono: -
Fax: -
Datos: -

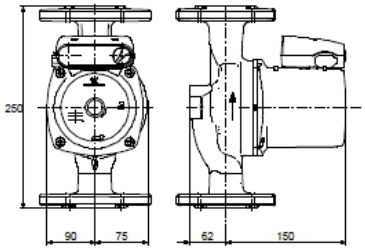
Proyecto: -
Código: -

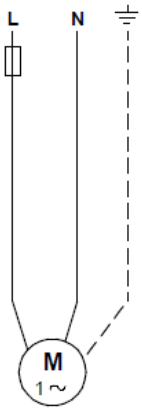
Cliente: -
Nº Cliente: -
Contacto: -

Descripción	Valor
Producto::	UPS 40-100 F 250
Código::	95906486
Número EAN::	5700311290347
Técnico:	
Nº de velocidad:	3
Altura máxima:	100 dm
Clase TF:	110
Homologaciones en placa:	CE
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1030 ASTM 30 B
Impulsor:	Compuesto, PES/PP
Instalación:	
Amb. máx. con líquido a 80ºC:	40 °C
Presión de trabajo máxima:	10 bar
Tipo de brida:	DIN
Diámetro de conexiones:	DN 40
Presión:	PN 10
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga:	250 mm
Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	-25 .. 110 °C
Datos eléctricos:	
Potencia de entrada en velocidad 1:	280 W
Potencia de entrada en velocidad 2:	340 W
Potencia de entrada en velocidad 3:	345 W
Frecuencia de alimentación:	50 Hz
Tensión nominal:	1 x 230 V
Intensidad en velocidad 1:	1.3 A
Intensidad en velocidad 2:	1.5 A
Intensidad máx.:	1.52 A
Tamaño condensador - Funcionamiento:	9.5 µF
Grado de protección (IEC 34-5):	44
Clase de aislamiento (IEC 85):	H
Protección del motor:	Contacto
Protección térmica:	interior
Paneles control:	
Posición caja de terminales:	9H
Otros:	
Peso neto:	9.6 kg
Peso bruto:	10.4 kg
Volumen:	0.016 m³
Clasificación energética:	C









Impreso del CAPS Grundfos GRUNDFOS 6/9

VASO DE EXPANSIÓN MARCA SALVADOR ESCODA

SALVADOR ESCODA S.A.®
www.salvadorescoda.com
Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

09 COMPLEMENTOS PARA INSTALACIONES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

• Vasos expansión energía solar

Código	Artículo	Capacidad l	Presión máx. bar	Dimensiones D x H	Conex. de agua Ø	Precarga bar	€
	• Temperatura máxima: 130°C • Precarga: 2,5 bar • Apto para el uso hasta 50% anticongelante						
	MEMBRANA FIJA						
SO 09 021	**5 SMF**	5	10	200x240	3/4"	2,5	**22,88**
SO 09 022	**8 SMF**	8	10	200x335	3/4"	2,5	**24,96**
SO 09 023	**12 SMF**	12	10	270x304	3/4"	2,5	**28,08**
SO 09 024	**18 SMF**	18	10	270x405	3/4"	2,5	**30,16**
SO 09 025	**24 SMF**	24	8	320x425	3/4"	2,5	**35,36**
	MEMBRANA INTERCAMBIABLE						
SO 09 026	**35 SMR-P**	35	10	360x615	1"	2,5	**102,96**
SO 09 027	**50 SMR-P**	50	10	360x750	1"	2,5	**132,08**
SO 09 028	**80 SMR-P**	80	10	450x750	1"	2,5	**165,36**
SO 09 029	**100 SMR-P**	100	10	450x850	1"	2,5	**240,24**
SO 09 030	**220 SMR**	200	10	485x1400	1-1/2"	2,5	**510,64**
SO 09 031	**350 SMR**	300	10	485x1965	1-1/2"	2,5	**647,92**
SO 09 032	**500 SMR**	500	10	600x2065	1-1/2"	2,5	**912,08**
SO 09 033	**700 SMR**	700	10	700x2215	1-1/2"	2,5	**1.538,16**

DIMENSIONAMIENTO DEL VASO DE EXPANSIÓN (*):

Nº colectores		Contenido de agua en litros			Capacidad del vaso
ESCOSOL 2800 S (**)	ESCOSOL 2500 (***)	Colectores + instalación	Intercambiadores	total	
1	2	3,6	15	18,6	12
2	4	7,2	15	22,2	18
4	8	14,4	21	35,4	25
6	12	21,6	42	63,6	50
8	15	28,8	42	70,8	80
10	20	36	60	96	80
12	26	43,2	65	108,2	100
16	35	57,6	80	137,6	150
20	–	72	85	157	150
24	40	86,4	85	171,4	200
28	–	100,8	90	190,8	200
32	60	115,2	100	215,2	300
36	–	129,6	110	239,6	300
40	75	144	120	264	300
44	–	158,4	150	308,4	300
48	90	172,8	150	322,8	350
52	–	187,2	180	367,2	350
60	110	216	200	416	500
70	120	252	250	502	500
80	140	288	300	588	700

(*) Exclusivamente como valor orientativo
(**) Presión de llenado: 3,5 bar. Máxima presión de trabajo: 6 bar.
(***) Presión de llenado: 1,5 bar. Máxima presión de trabajo: 3 bar.

ACUMULADORES MARCA HELEOS HISPANA

HELEOS HISPANIA, S.L.N.E
ENERGIA SOLAR

DESCRIPCIÓN		P.V.P.
ACUMULADORES SIN SERPENTÍN		
	**AS.SERP.500-E.** Depósito para acumulación de ACS (y/o agua fría), con capacidad de 500 litros. Incorpora termómetro para ACS situado en el panel de control.	1.618,38 €
	AS.SERP.800-E. Depósito para acumulación de ACS (y/o agua fría), con capacidad de 800 litros. Incorpora termómetro para ACS situado en el panel de control. Las conexiones se sitúan en el lateral del depósito para facilitar la instalación.	2.082,36 €
	AS.SERP.1.000-E. Depósito para acumulación de ACS (y/o agua fría), con capacidad de 1.000 litros. Incorpora termómetro para ACS situado en el panel de control. Las conexiones se sitúan en el lateral del depósito para facilitar la instalación.	2.378,73 €
	**AS.SERP.1.500-I.** Acumulador de inercia con capacidad de 1.500 litros.	2.970,18 €
	**AS.SERP.2.000-S.** Acumulador solar de gran volumen, con capacidad de 2.000 litros. Con serpentín intercambiador en cobre aleteado con brida y soporte (opcional).	3.579,75 € 5.106,25 €
	AS.SERP.2.500-S. Acumulador solar de gran volumen, con capacidad de 2.500 litros. Con serpentín intercambiador en cobre aleteado con brida y soporte (opcional).	4.190,25 € 5.716,75 €
	**AS.SERP.3.000-I.** Acumulador de inercia con capacidad de 3.000 litros.	4.630,55 €
	AS.SERP.4.000-I. Acumulador de inercia con capacidad de 4.000 litros.	5.831,20 €
	**AS.SERP. 5.000-S.** Acumulador solar de gran volumen, con capacidad de 5.000 litros. Con serpentín intercambiador en cobre aleteado con brida y soporte.	6.854,25 €

MODELO	AS.SERP. 500-E	AS.SERP. 800-E	AS.SERP. 1.000-E	AS.SERP. 1.500-I	AS.SERP. 2.000-S
CAPACIDAD ACS	480 L	795 L	995 L	1.500 L	2.000 L
TEMP. MÁX. DEPÓSITO ACS	90 ºC	90 ºC	90 ºC	80 ºC	95 ºC
PRESIÓN MÁX. DEPÓSITO ACS	8 bar	8 bar	8 bar	6 bar	0 bar
PESO EN VACÍO	102 Kg	147 Kg	170 Kg	145 Kg	230 Kg
DIÁMETRO	770 mm	950 mm	950 mm	1.000 mm	1.300 mm
ALTURA	1.690 mm	1.840 mm	2.250 mm	2.260 mm	2.395 mm

MODELO	AS.SERP. 2.500-S	AS.SERP. 3.000-I	AS.SERP. 4.000-I	AS.SERP. 5.000-S
CAPACIDAD ACS	2.500 L	3.000 L	4.000 L	5.000 L
TEMP. MÁX. DEPÓSITO ACS	---	80 ºC	95 ºC	80 ºC
PRESIÓN MÁX. DEPÓSITO ACS	0 bar	6 bar	6 bar	6 bar
PESO EN VACÍO	275 Kg	283 Kg	429 Kg	514 Kg
DIÁMETRO	1.450 mm	1.250 mm	1.400 mm	1.600 mm
ALTURA	2.550 mm	2.845 mm	2.930 mm	2.960 mm

INTERCAMBIADORES MARCA SALVADOR ESCODA

SALVADOR ESCODA S.A.®
www.salvadorescoda.com
Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 92

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

CC INTERCAMBIADORES DE PLACAS

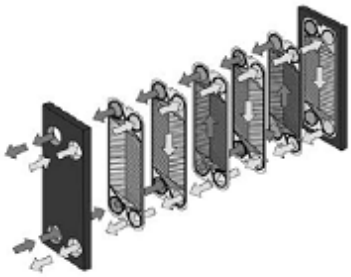
M3 FG RI

M6M FG RI

TL3 B FG RI

Código	Modelo	Nº de placas	€
	BASTIDOR:: M3 FG RI (rosca interna) H JUNTAS: NBRP (130 ºC)		
CC 07 231	M3 FG RI 12	12	662,00
CC 07 234	M3 FG RI 15	15	718,00
CC 07 235	M3 FG RI 17	17	755,00
CC 07 238	M3 FG RI 20	20	810,00
CC 07 239	M3 FG RI 23	23	872,00
CC 07 242	M3 FG RI 27	27	946,00
CC 07 244	M3 FG RI 30	30	1.002,00
CC 07 252	M3 FG RI 35	35	1.094,00
CC 07 253	M3 FG RI 38	38	1.150,00
CC 07 254	M3 FG RI 43	43	1.242,00
	BASTIDOR: M6M FG RI (rosca interna) H JUNTAS: NBRP (130 ºC)		
CC 07 260	M6M FG RI 21	21	1.876,00
CC 07 261	M6M FG RI 25	25	2.051,00
CC 07 264	M6M FG RI 30	30	2.271,00
CC 07 268	M6M FG RI 35	35	2.491,00
CC 07 271	M6M FG RI 40	40	2.711,00
CC 07 272	M6M FG RI 45	45	2.931,00
	BASTIDOR: TL3 B FG RI (rosca interna) H JUNTAS: NBRP (130°C)		
CC 07 276	TL 3B FG RI 15	15	1.014,00
CC 07 279	TL 3B FG RI 20	20	1.138,00
CC 07 281	TL 3B FG RI 25	25	1.262,00
CC 07 284	TL 3B FG RI 28	28	1.337,00
CC 07 286	TL 3B FG RI 32	32	1.443,00
CC 07 288	TL 3B FG RI 35	35	1.517,00
CC 07 292	TL 3B FG RI 40	40	1.641,00
CC 07 295	TL 3B FG RI 45	45	1.765,00
CC 07 297	TL 3B FG RI 50	50	1.889,00
CC 07 299	TL 3B FG RI 55	55	2.013,00
CC 07 301	TL 3B FG RI 60	60	2.137,00
CC 07 305	TL 3B FG RI 65	65	2.283,00
CC 07 308	TL 3B FG RI 70	70	2.407,00
CC 07 309	TL 3B FG RI 75	75	2.531,00
	BASTIDOR: T5B FG RI (rosca interna) H JUNTAS: NBRP (130°C)		
CC 07 361	T5B FG RI 15	15	1.285,00
CC 07 365	T5B FG RI 20	20	1.473,00
CC 07 369	T5B FG RI 25	25	1.661,00
CC 07 370	T5B FG RI 30	30	1.850,00
CC 07 374	T5B FG RI 35	35	2.043,00
CC 07 377	T5B FG RI 40	40	2.231,00
CC 07 381	T5B FG RI 45	45	2.420,00
CC 07 383	T5B FG RI 50	50	2.608,00
CC 07 385	T5B FG RI 55	55	2.797,00
CC 07 389	T5B FG RI 60	60	2.985,00
CC 07 394	T5B FG RI 65	65	3.187,00
CC 07 396	T5B FG RI 70	70	3.376,00
CC 07 398	T5B FG RI 75	75	3.564,00
CC 07 400	T5B FG RI 80	80	3.753,00

NOTA: OTRAS COMPOSICIONES DE NUMERO DE PLACAS, PARA TODOS LOS MODELOS, CONSULTAR



Características técnicas:

Modelo	Presión máx. bar	Dim. bastidor alto x ancho (mm)	Conexiones	Nº placas min./max
T2B	16	380x140	ISO-G 3/4"	3-25
M3M	16	480x180	ISO-G 1 1/4"	5-47
M3M RI	16	480x180	RI ISO-G 1 1/4"	5-47
TL3B RI	16	790x190	RI ISO-G 1 1/4"	5-79
T5M	16	737x245	ISO-G 2"	19-55
T5M RI	16	737x245	RI ISO-G 2"	19-55
T5B RI	16	737x245	RI ISO-G 2"	19-80
M6M	16	920x320	ISO-G 2"	15-76
M6M RI	16	920x320	RI ISO-G 2"	15-76

NOTA: RI, rosca interna, sin manguitos

MÁQUINA DE ABSORCIÓN MODELO WFC SC30 - YAZAKI

ABSORSISTEM
ecología en frío
www.absorsistem.com

Sebastià Garriga, 1 - 3
08290 – CERDANYOLA DEL VALLÈS
Tel: 935 920 242
Fax: 935113 329
e-mail: absorsistem@absorsistem.com

EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN UTILIZANDO COMO ENERGIA UNA FUENTE DE CALOR

YAZAKI

PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA, POR CICLO DE ABSORCIÓN, ALIMENTADAS POR AGUA CALIENTE

MODELOS WFC SC10, WFC SC20 Y WFC SC30

W-III - Agosto 2005

YAZAKI

ABSORSISTEM ecología en frío

TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES POR AGUA CALIENTE

YAZAKI			Unidad de medida	MODELOS		
				WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30
Capacidad frigorífica			kW	35,0	70,0	105,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5		
		salida	°C	7		
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56,1	65,8	70,1
	Presión estática máxima		kPa	588		
	Caudal de agua		l/s	1,53	3,06	4,58
	Volumen de agua contenido		l	17	46	72
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	85,5	171,0	256,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0		
		salida	°C	35,0		
	Pérdida de carga absorb/cond.		kPa	85,3	45,3	46,4
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m²	0,086		
	Presión estática máxima		kPa	588		
	Caudal de agua		l/s	5,1	10,2	15,3
	Volumen de agua contenido		l	66	124	171
Agua caliente aportada al generador	Potencia de calor a aportar		kW	50,2	100,4	150,6
	Temperatura	entrada	°C	88		
		salida	°C	83		
		rango	°C	70 ~ 95		
	Pérdida de carga en generador		kPa	90,4	46,4	60,4
	Presión estática máxima		kPa	588		
	Caudal de agua		l/s	2,4	4,8	7,2
	Volumen de agua contenido		l	20,8	53,1	83,7
Electri-cidad	Potencia suministro			380V c.a. - III - 50Hz		
	Consumo		W	210	260	310
	Intensidad		A	0,43	0,92	1,25
Control	Refrigeración			Todo - nada		
Dimen-siones	Ancho		mm	760	1.060	1,380
	Fondo		mm	970	1.300	1.545
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1.920	2.030	2.065
Peso	En vacío		kg	500	930	1.450
	En carga		kg	604	1.156	1.801
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)	46	49	52
Sección tubos agua	Agua refrigerada o caliente			DN-40	DN-50	
	Agua enfriamiento (torre)			DN-50		DN 65
	Agua caliente generador			DN-40	DN-50	DN-65

Envolvente y acabado exterior: Envolvente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.

DISIPADOR DE CALOR BD24 MARCA SALVADOR ESCODA

SALVADOR ESCODA S.A.®
www.salvadorescoda.com
Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. NO INCLUIDO. CONSULTE POSIBLES ACTUALIZACIONES

13 COMPLEMENTOS PARA INSTALACIONES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

ESCOSOL

• Disipadores de calor dinámicos

Nueva gama de disipadores de calor para instalaciones de energía solar térmica escosol. Especialmente diseñados para instalar a la intemperie. Ventiladores helicoidales con rejilla protectora. Sistema de soportación incorporado para fijar a la pared en los modelos más pequeños (hasta el BD 64) y con zócalo para suelo el resto de la gama.

Los equipos de mayores dimensiones (BD 72 a BD 400) se fabricaran con perfilería cabado exterior chapa pintada RAL 9006.

Baterías de disipación fabricadas en tubo de cobre, aleta de aluminio geometría 38. Reja de protección en la salida de aire.

BD 08 ... BD 32

BD 40

Código	Artículo	m² colector	Potencia disip. kW	€
SO 13 021	BD 08	10	8	644,07
SO 13 022	BD 16	20	16	806,78
SO 13 023	BD 24	30	24	1.109,60
SO 13 024	BD 32	40	32	1.138,98
SO 13 025	BD 40	50	40	1.558,64
SO 13 026	BD 48	60	48	1.457,63
SO 13 027	BD 56	70	56	1.620,34
SO 13 028	BD 64	80	64	1.776,27
SO 13 029	BD 72	90	72	2.151,41
SO 13 030	BD 80	100	80	2.327,68
SO 13 031	BD 96	120	96	2.702,82
SO 13 032	BD 112	140	112	2.960,45
SO 13 033	BD 120	150	120	3.407,91
SO 13 034	BD 144	180	144	3.514,12
SO 13 035	BD 160	200	160	3.877,97
SO 13 036	BD 184	230	184	4.207,91
SO 13 037	BD 200	250	200	4.370,62
SO 13 038	BD 224	280	224	4.653,11
SO 13 039	BD 240	300	240	4.912,99
SO 13 040	BD 264	330	264	5.310,73
SO 13 041	BD 288	360	288	5.923,16
SO 13 042	BD 320	400	320	6.393,22
SO 13 043	BD 360	450	360	6.980,79
SO 13 044	BD 400	500	400	7.590,96

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Modelo	Q agua L/H	Tª Salida °C	P.C. m.c.d.a.	Ventilador Nº x Pot. W 220V II	Dimensiones (mm) L x H x A	Ø Conex. hidrául.
BD 08	600	76,76	0,13	1 x 100	200 x 425 x 525	3/4"
BD 16	1.200	77,19	0,27	1 x 140	200 x 500 x 600	1"
BD 24	1.800	77,33	0,74	1 x 150	200 x 575 x 680	1"
BD 32	2.400	77,38	0,72	1 x 180	200 x 650 x 770	1-1/4"
BD 40	3.000	77,60	1,19	2 x 140	200 x 690 x 800	1-1/4"
BD 48	3.600	77,70	1,83	1 x 250	200 x 730 x 850	1-1/4"
BD 56	4.200	77,47	0,95	1 x 250	200 x 800 x 880	1-1/4"
BD 64	4.800	77,54	1,45	1 x 420	200 x 880 x 1000	1-1/4"
BD 72	5.400	77,18	1,37	1 x 330	237 x 950 x 1065	1-1/2"
BD 80	6.000	76,96	1,23	1 x 500	237 x 1065 x 1165	1-1/2"
BD 96	7.200	78,19	1,32	1 x 560	237 x 1065 x 1165	2"
BD 112	8.400	77,79	0,72	2 x 420	237 x 1165 x 1290	2"
BD 120	9.000	76,86	0,87	2 x 500	237 x 1165 x 1290	2"
BD 144	10.800	78,00	1,04	2 x 550	237 x 1290 x 1385	2"
BD 160	12.000	77,44	1,17	2 x 520	430 x 1290 x 1385	2"
BD 184	13.800	77,69	1,41	2 x 520	430 x 1320 x 1485	2"
BD 200	15.000	77,23	1,54	4 x 250	430 x 1420 x 1595	2-1/2"
BD 224	16.800	77,55	1,79	4 x 420	430 x 1490 x 1645	2-1/2"
BD 240	18.000	77,11	1,92	4 x 500	430 x 1570 x 1720	2-1/2"
BD 264	19.800	77,29	2,13	4 x 500	652 x 1640 x 1790	2-1/2"
BD 288	21.600	77,31	2,42	4 x 500	652 x 1720 x 1870	2-1/2"
BD 320	24.000	77,39	2,79	4 x 500	652 x 1800 x 1940	2-1/2"
BD 360	27.000	77,64	1,11	4 x 520	652 x 1870 x 2030	3"
BD 400	30.000	77,52	1,24	6 x 500	652 x 1950 x 2130	4"

Condiciones de cálculo: T. entrada del fluido 90°C; T. entrada del aire 35°C